= 1130/3

BULETINUL INSTITUTULUI POLITEHNIC „GHEORGHE GHEORGHIU-DEJ" BUCUREȘTI

SERIA MECANICĂ

TOMUL XL NUMĂRUL 1 ANUL 1978,
IANUARIE—MARTIE

COMITETUL DE REDACȚIE

REDACTOR RESPONSABIL : Academician *Radu Voinea*

MEMBRII : Prof. dr. ing. *Constantin Bălă* (redactor responsabil adjunct) ; Prof. dr. docent ing. *Gheorghe Buzdugan*, membru corespondent al Academiei Republicii Socialiste România ; Prof. dr. docent ing. *Gheorghe Cartianu*, membru corespondent al Academiei Republicii Socialiste România ; Prof. dr. docent ing. *Virgil Constantinescu* ; Prof. dr. ing. *Alexandru Dănescu* ; Prof. dr. ing. *Gleb Drăgan* ; Prof. dr. ing. *Nicolae Geru* ; Prof. dr. ing. *Berthold Grünwald* ; Prof. dr. *Ion Grădișteanu* ; Prof. dr. ing. *Gheorghe Hortopan* ; Prof. ing. *Jean Moncea* ; Academician *Ecaterina Ciorănescu Nenițescu* ; Prof. dr. ing. *Aurel Oprean* ; Prof. dr. ing. *Mircea Petrescu* ; Prof. dr. ing. *Ion Popescu* ; Prof. dr. ing. *Marcel Segărceanu* ; Prof. dr. ing. *Călin Sergiu* (secretar științific) Prof. dr. *Octavian Stănășilă*; Prof. dr. docent ing. *Ion Teoreanu* ; Prof. dr. docent *Rodica Vilcu*.

Editor : Institutul politehnic „Gheorghe Gheorghiu-Dej" București, Splaiul Independenței 313, Tel. 31.40.10, România, Căsuța poștală 2356
TELEX : 10.490 PIBUH

Readers from abroad can get subscriptions for this rewspaper trough ILEXIM import-export press, 13 Decembrie St. Nr. 3, P.O.B. 2001, telex 011226, Bucharest ROMÂNIA

Sumar

ŞTIINŢE SOCIALE

Gh. Maşala

Consideraţii cu privire la eficienţa activităţii de transport pe calea ferată 3

MATEMATICĂ

I. Gh. Şabac, C. Stănăşilă, O. Stănăşilă

O modelare matematică a transferului convectiv de căldură cu alternanţă 9

MECANICĂ FINĂ

Tr. Demian, D. Tudor

Sur le raport entre les hipothèses de calcul et les valeurs determinées par voie expérimentale, pour le moment de frottement et l'usure des paliers sphérique avec coussinettes de pierre 19

MOTOARE CU ARDERE INTERNĂ

N. Apostolescu, D. Sfinţeanu

Analiza erorilor la măsurarea prin termocupluri a temperaturilor cilindrului unui motor răcit cu aer 29

D. Taraza, A. Belei, S. Minculescu

Posibilităţi de determinare a legii de degajare a căldurii într-un motor cu camera de ardere divizată 35

MECANICA AGRICOLĂ

V. Buzilă, I. Nicolaescu

Rezultate experimentale asupra studiului proceselor legate de deschiderea brazdelor de udare în vederea măririi randamentului aplicării irigaţiei prin scurgere la suprafaţă 47

REZISTENŢA MATERIALELOR

C. Atanasiu

Contribuţii la studiul eforturilor şi deplasărilor în plăcile perforate 55

MAŞINI-UNELTE ŞI SCULE

A. Oprean, Al. Dorin

Prognoza caracteristicilor de fiabilitate ale maşinilor-unelte 65

Fl. Ionescu

Pierderi de natură statică în transmisiile hidrostatice 75

TEHNOLOGIA MATERIALELOR

D. Drimer, Gh. Amza,

Cercetări privind influența ultrasunetelor asupra calității suprafețelor pieselor din OLC—45 prelucrate prin deformare plastică în cîmp ultrasonor 85

ENERGETICA

V. Nistreanu, V. L. Gruia

Mișcarea permanentă neuniformă a doi curenți de densitate într-un canal trapezoidal 95

TRANSPORTURI

A. Stoicescu

Asupra metodei centrului de tangaj utilizată la studiul mișcării automobilului 103

BULETINUL INSTITUTULUI POLITEHNIC „GHEORGHE GHEORGHIU-DEJ"
BUCUREȘTI
SERIA MECANICĂ
Tomul XL — 1978, Numărul 1

ȘTIINȚE SOCIALE

C.Z. 656.2

CONSIDERAȚII CU PRIVIRE LA EFICIENȚA ACTIVITĂȚII DE TRANSPORT PE CALEA FERATĂ

GHEORGHE MAȘALA*

Articolul se referă la unele probleme teoretice și practice privind eficiența activității de transport pe calea ferată. Se fac unele considerații cu privire la conceptul de eficiență economică în transporturi, sistemul de indicatori, scoțîndu-se în evidență limitele actualului sistem. În final, autorul formulează cerințele de bază în vederea creșterii eficienței activității de transport pe calea feartă.

Dezvoltarea impetuoasă și într-un ritm intens a forțelor de producție din țara noastră ridică probleme deosebit de complexe pentru sistemul de transport, care trebuie să răspundă prompt necesităților economiei naționale. În anii construcției socialiste, pentru dezvoltarea transporturilor au fost alocate însemnate mijloace materiale și financiare, ceea ce a permis ridicarea continuă a nivelului tehnic. Ca urmare, au fost obținute rezultate importante : volumul mărfurilor transportate în anul 1976 a fost de aproape 25 ori mai mare decît în anul 1938[1], din care pe calea ferată de peste 9 ori. În următoarele decenii, se prevede dezvoltarea în continuare a transporturilor, în același ritm susținut, astfel ca pînă în anul 1990 „se va realiza un sistem unitar al transporturilor — de mărfuri și persoane, feroviar, naval, aerian și auto. Se va stabili o pondere rațională a fiecărei categorii de transport, urmărindu-se folosirea cît mai eficientă a căilor de apă și căilor ferate în vederea evitării poluării. Se vor crea mijloace de transport feroviare și rutiere de mare capacitate"[2].

Eficiența economică în transporturi *constituie o categorie complexă, ce exprimă rezultatele ce se obțin în urma cheltuielilor necesitate de activitatea de exploatare cît mai rațională a tuturor mijloacelor de transport. Aceasta se exprimă la nivelul întregii ramuri printr-un raport cantitativ (direct sau indirect) între efectele (rezultatele) totale ale activității în transporturi și eforturile (cheltuielile) depuse pentru obținerea lor.*

În procesul de exploatare a materialului rulant, creșterea eficienței se concretizează într-un volum cît mai mare de tone/km con-

1. Anuarul Statistic al R.S.R., D.C.S., 1977, p. 388—389.
2. Programul P.C.R. de făurire a societății socialiste multilateral dezvoltate și înaintare a României spre comunism, București, Edit. politică, 1975, p. 83.

Manuscris predat redacției la data de 26 octombrie 1977.

* Lector dr. în economie la Cat. de Economie politică.

venţionale. Volumul total de tone/km convenţionale, exprimă o latură a eficienţei, pentru că în funcţie de aceasta se acoperă într-o măsură mai mare sau mai mică necesităţile economiei naţionale. Cu toate acestea, activitatea nu poate fi socotită ca satisfăcătoare dacă este realizată cu cheltuieli de muncă socială care depăşesc nivelul acceptat de societate. Deci, pe lîngă volumul şi calitatea prestaţiilor, eficienţa trebuie să exprime clar şi mărimea efectivă, a costurilor de transport.

Întrucît la calea ferată, efectele şi eforturile au uumeroase forme de manifestare şi de exprimare cantitativă, se ivesc o serie de dificultăţi în găsirea parametrilor care să măsoare cît mai veridic eficienţa activităţii de transport, care priviţi în dinamică, să ofere o imagine cît mai reală a evoluţiei în timp a eficienţei.

După opinia noastră, complexitatea activităţii de transport în care efectele şi eforturile pot fi cuantificate cu diverse unităţi de măsură, cu diverşi indicatori, precum şi pluralităţii de criterii economice şi sociale trebuie să-i corespundă un sistem cu numeroşi indicatori legaţi între ei, care exprimă relaţia de eficienţă din unghiuri diferite.

Extinderea numărului şi îmbunătăţirea calităţii indicatorilor reprezintă o perfecţionare în concepţia şi practica planificării. În virtutea importanţei lor în conducerea economiei, o preocupare esenţială o constituie îmbunătăţirea continuă a calităţii indicatorilor, astfel încît aceştia să furnizeze informaţii cît mai exacte şi mai concludente, care să permită luarea unor hotăriri concrete la toate nivelele.

Crearea unui sistem coerent de indicatori, elucidarea dependenţelor reciproce care să formează între aceştia, fundamentarea metodologiei de utilizare complexă a lor în funcţie de domeniul cercetat sînt probleme deosebit de importante pentru perfecţionarea mecanismului economic în ansamblul său.

Trebuie subliniat că eficienţa, implicînd efecte utile se fundamentează totodeauna pe măsurarea relaţiei efect-efort la activitatea analizată. Pornind de la părerile exprimate în literatura economică, la care ne alăturăm şi noi, apreciem ca fiind insuficient sistemul actual de indicatori prezentat în Instrucţiunile D.C.S. nr. 3/1972, şi că se impune a fi îmbogăţit. Totodată, apreciem ca la calea ferată, mai mult decît în alte ramuri ale economiei naţionale, sînt o serie de efecte care, practic, sînt incomensurabile, ca, de exemplu, siguranţa circulaţiei.

În aceste condiţii sistemul de indicatori trebuie să asigure măsurarea exactă a volumului de activitate, a mijloacelor alocate şi a rezultatelor economice care urmează a fi obţinute ; să stabilească volumul de transport necesar economiei naţionale ; să surprindă transporturile neraţionale care încarcă în mod nejustificat cheltuielile de producţie şi denaturează rezultatele activităţii de transport ; să exprime mai precis aportul căilor ferate la dezvoltarea eeonomico-socială a ţării.

Indicatorii activităţii de exploatare sînt meniţi să exprime tendinţele acesteia sub influenţa a numeroşi factori variabili. Acţiunea multifactorială asupra diverselor laturi ale procesului de transport face practic imposibilă determinarea separată a influenţei unui factor sau a altuia. Multitudinea corelaţiilor tehnico-economice între elementele procesului de transport generează fenomenul de multiplicare şi conexare a efectelor economice, ceea ce ridică cu pregnanţă problema efectului propagat.

Dezvoltarea și diversificarea producției materiale necesită în continuare dotarea și organizarea activității de transport pe calea ferată în așa fel încît să asigure în condiții optime cerințele tuturor beneficiarilor interni și externi.

Deși au fost depuse însemnate eforturi, care vor continua și în viitor, calitatea prestațiilor legate de procesul de transport nu este în prezent la nivelul posibilităților și al cerințelor economiei naționale. Astfel:

— Caracteristicile constructive ale vagoanelor nu sînt folosite în totalitate, întrucît beneficiarii nu au amenajat și dotat corespunzător locurile de descărcare; punctele de încărcare-descărcare a mărfurilor în și din vagoane, nu s-au utilat cu mijloace de mecanizare; mijloacele de transport nu sînt folosite totodeauna la capacitatea și pe distanțele economice; cooperarea între diferitele categorii de mijloace pentru transporturi combinate nu s-a realizat etc.

Ca rezultat al acestei stări, și mai ales datorită insuficientei preocupări în analizarea tuturor fazelor procesului de transport — în activitatea de exploatare se înregistrează încă: — consum mare de muncă manuală pentru operațiunile de încărcare-descărcare și transbordare; — de ambalaje de transport, în special din masă lemnoasă; — pierderi și degradări importante de produse datorită manipulărilor repetate; — viteză de circulație a mărfurilor redusă.

De aceea, în acțiunea de îmbunătățire a calității și de mărire a eficienței activității de transport considerăm că trebuie să se țină seama de următoarele principii fundamentale:

— Considerarea unitară a întregului proces: „ambalare, depozitare, încărcare, transport, descărcare", pe ansamblul economiei naționale, în care continuitatea, reducerea numărului de manipulări și mecanizarea operațiilor care rămîn, eliminarea ambalajelor de transport, precum și păstrarea integrității mărfii sînt factori esențiali;

— Optimizarea organizării întregului sistem de transporturi, urmărindu-se evitarea încrucișărilor și transporturilor la distanțe mari;

— Cooperarea tehnico-organizatorică rațională a diferitelor forme de transport;

— Intensificarea eforturilor tehnico-organizatorice de către toți factorii care participă la desfășurarea procesului de transport, în vederea sporirii vitezei de circulație a mărfurilor între producători și consumatori.

Pe baza acestor principii fundamentale de îmbunătățire a calității prestațiilor de transport, sînt necesare acțiuni care să asigure:

— Repartizarea rațională a sarcinilor de transport pe categorii de mijloace de transport, ținînd seama de caracteristicile traficului și de sfera de folosire a acestor mijloace, în condiții de eficiență economică ridicată;

— Optimizarea întregului sistem de transport, în scopul reducerii duratei și distanței de transport, al realizării unei ritmicități a expedierilor și sosirilor și al folosirii raționale a mijloacelor;

— Concentrarea operațiunilor de încărcare-descărcare într-un număr redus de stații, cu un mare volum de manipulări;

— Organizarea de transporturi tehnologice pentru mărfurile de masă în relațiile stabile de trafic;

— Organizarea transporturilor de mărfuri fără transbordare, mărirea greutății unităților de manipulare și mecanizarea operațiunilor de

încărcare-descărcare și depozitare, în special pentru producția finită prin paletizare, containerizare și transcontainerizare.

Realizarea practică a acestor acțiuni cu influențe pozitive asupra întregii economii naționale, este posibilă, prin luarea de măsuri unitare și coordonate, care să fie transpuse în practică eșalonat la anumite etape, pentru crearea unei rețele unitare de transporturi, capabilă să realizeze sarcinile de transport, cu cheltuieli minime pentru societate.

Calitatea producției în transporturi se evidențiază prin următoarele trăsături caracteristice: siguranță, rapiditate, regularitate, confort și economicitate.

O temeinică organizare a activității de exploatare reclamă o tehnologie adecvată atît în fiecare compartiment de lucru în parte, cît și la nivelul întregii rețele, prin care se asigură totodată și o riguroasă raționalizare a transporturilor.

Din acest punct de vedere, la căile ferate, ca în orice domeniu de activitate — există rezerve importante care urmează să fie valorificate în vederea sporirii eficienței economice. Raționalizarea transporturilor constituie o problemă esențială pentru economia națională, deoarece permite o mai bună utilizare a capacităților, fapt care conduce implicit la mărirea volumului de transport și la reducerea costului de producție al mărfurilor.

În acest scop este necesară o coordonare a tuturor mijloacelor de transport, cărora să li se dea cea mai adecvată întrebuințare în realizarea volumului de trafic la un moment dat. Această coordonare optimă între sarcini și mijloace se reflectă în planul de exploatare al căilor ferate. Problema centrală a planului de exploatare constă în asigurarea unor raporturi judicioase între toate sectoarele de activitate, mai ales între normele de lucru, între indicatorii cantitativi și calitativi, și care în final, conduc la faptul demn de subliniat că procesul de transport în ansamblul său, fiind un tot unic, neîndeplinirea oricărui indicator are consecințe sensibile asupra întregii activități.

Utilizarea la capacitatea maximă de lucru a tuturor acestor mijloace, fără a se stînjeni unele pe altele, ne dă temei să apreciem că regionalele de cale ferată realizează o exploatare rațională și eficientă a materialului rulant. De asemenea, apreciem că aceasta este eficientă numai în funcției de gradul de realizare a planului de mers. În general nu pot exista indicatori de exploatare realizați sau depășiți, în situația în care graficul de circulație nu a fost respectat. Planul de mers al trenurilor constituie factorul hotărîtor în acțiunea de decizie și coordonare, deoarece reunește într-un tot unic toată rețeaua, oferind astfel posibilitatea să se asigure sporirea tonajelor trenurilor și accelerarea vitezei de circulație a lor. Considerăm că nu este suficient să se acopere toate nevoile de transport ale economiei naționale în orice condiții, cu orice număr de vagoane și locomotive, cu orice personal și cost de exploatare, ci numai în anumite condiții tehnice de siguranță, de eficiență economică, care presupune un raport optim între fondurile de producție utilizate și volumul de prestații.

După opinia noastră, sporirea eficienței activității de transport pe calea ferată necesită respectarea următoarelor cerințe:

a) Asigurarea cît mai deplină a siguranței circulației mărfurilor. În acest scop este necesară reglementarea strictă a muncii personalului,

care are contigență cu circulația trenurilor, respectarea riguroasă a tuturor normelor de întreținere a instalațiilor feroviare și a materialului rulant, crearea de sisteme sigure în instalațiile fixe. Respectarea riguroasă de fiecare lucrător a prescripțiilor din regulamentul de exploatare tehnică consttituie condiția sine qua non a siguranței circulației la căile ferate.

b) Trecerea la viteze cît mai mari de circulație a trenurilor, concomitent cu mărirea rațională a tonajului trenurilor de marfă, pentru a asigura transportul rapid al mărfurilor. În legătură cu aceasta este necesar ca în stații să se aplice procesele tehnologice avansate, care să permită staționarea minimă a vagoanelor și trenurilor la operațiile de toate categoriile și eliminarea așa ziselor staționări neproductive dintre operații ale vagoanelor și trenurilor. Prin mărirea vitezei de circulație a trenurilor se poate asigura reducerea cu 30—35% a duratei de transport a mărfurilor la toate mijloacele de transport. Prin aceasta se micșorează cantitatea de mărfuri din sfera circulației, precum și volumul relativ al mijloacelor circulante din economia națională.

c) Îmbunătățirea indicatorilor de utilizare a fondurilor productive ale căilor ferate: capacitatea de circulație a liniilor, capacitatea de prelucrare a stațiilor, de încărcare-descărcare a vagoanelor etc. Introducerea tehnicii și tehnologiilor moderne de prelucrare, concentrarea traficului într-un număr redus de stații permit să se mărească considerabil tonajul și viteza trenurilor și, prin urmare, tranzitarea unui volum sporit de mărfuri, fără modificarea instalațiilor fixe (numărul liniilor directe și de garare din stații, mijloace de comunicații între stații etc.).

d) Respectarea deplină a planului de transport, a cărui realizare depinde într-o mare măsură atît rezolvarea pozitivă a problemelor enumerate mai sus cît și de capacitatea planificării și dirijării operative a trenurilor. Organizarea activității tuturor unităților căilor ferate (stații, depouri, ateliere de zonă, secții de întreținere a căii, secții de centralizare și telecomandă etc.), pe baza procesului tehnologic unic, asigură în cea mai mare măsură circulația vagoanelor spre punctele de încărcare-descărcare a mărfurilor, introducerea lor în timp util la aceste puncte, formarea și expedierea în termen a trenurilor.

Numai prin înfăptuirea unor astfel de cerințe, colectivele de muncă de la calea ferată vor dovedi un înalt simț de răspundere, în buna gospodărire a mijloacelor financiare și materiale ce le sînt încredințate — parte a avuției generale a întregului nostru popor.

Considerations sur l'énecience des transports feroviaires

L'article se réfère à quelques problèmes théoretiques et pratiques concernant l'éficience de l'activité de transport par chemin de fer. On y fait quelques considérations en ce qui concerne le concept d'éfficience économique dans les transport, le système d'indicateurs, tout en mettant en évidence les limites du système actuel. A la fin, l'auteur exprime les nécessités de base de l'activité de transport par chemin de fer.

BULETINUL INSTITUTULUI POLITEHNIC „GHEORGHE GHEORGHIU-DEJ"
BUCUREȘTI
SERIA MECANICĂ
Tomul XL — 1978, Numărul 1

MATEMATICĂ

C.Z. 517.5 :536.24

O MODELARE MATEMATICĂ A TRANSFERULUI CONVECTIV DE CĂLDURĂ CU ALTERNANȚĂ

I. GH. ȘABAC, C. STĂNĂȘILĂ, O. STĂNĂȘILĂ*

Această lucrare se referă la transferul convectiv de căldură între un fluid și un strat de produse, în condiția alternării periodice a sensului de circulație al fluidului. Ecuațiile (1), (2), (3) ale problemei conduc la ecuația rezolvantă (9); cazurile extreme $n = 0$, $n = 1$ 2 sînt tratate complet, iar în cazul general se dă o formulă aproximativă. Ca termen de comparație s-a luat cazul cînd transferul respectiv de căldură este făcut fără alternanță.

În ultima parte a lucrării este tratat cazul cînd transferul conductiv pe direcția de deplasare a fluidului nu este neglijabil, așa cum se întîmplă în cazul metalelor fluide.

§1. *Punerea problemei.* În cadrul unei teme de cercetare privind optimizarea transferului de căldură în anumite condiții, realizată de ICPMC și IPB în colaborare, s-a ajuns la următoarele ecuații:

$$dt_x = -m \cdot \alpha_x \cdot (t_x - t_{p,x}) \cdot dx, \quad 0 \leqslant x \leqslant \delta, \tag{1}$$

care reflectă transferul convectiv de căldură dintre un fluid și un strat de produse, cu cîmpul de temperatură (t pentru fluid și t_p pentru produse) variabil uniform în timp, în situația alternării periodice a sensului de circulație a fluidului;

$$\alpha_x \cdot (t_x - t_{p,x}) + \alpha_{\delta-x} \cdot (t_{\delta-x} - t_{p,\delta-x}) = r, \quad 0 \leqslant x \leqslant \delta; \tag{2}$$

$$\alpha_x = A \cdot x^{-n}, \quad 0 \leqslant n \leqslant \frac{1}{2}, \quad 0 < x \leqslant \delta. \tag{3}$$

În relațiile de mai sus m, A, r sînt constante pozitive, cu valoarea impusă de cazuri concrete considerate, iar α este transmisivitatea termică (coeficientul de convecție). Trebuie adăugat că se presupun cunoscute t_0, t_δ și că

$$t_{p,x} = t_{p,\delta-x}, \quad (\forall)x \in I, \text{ unde } I = [0, \delta]. \tag{4}$$

Manuscris predat redacției la data de 29 noiembrie 1977

* Prof. dr. docent la Cat. Matematici II; Cercetător ing. la Inst. Cercetări și Proiectări Materiale Construcție; Prof. dr. la Cat. Matematici II.

De asemenea se disting ca importanţă situaţiile limită $n = 0$ şi $n = \frac{1}{2}$. Relaţia de forma (3) este confirmată atît în cazul curgerilor laminare cît şi al celor turbulente. Ca termen de comparaţie pentru situaţia analizată se poate considera cazul transferului de căldură cu circulaţia fluidului într-un singur sens; în acest caz relaţiile (1), (3) sînt neschimbate, dar relaţia (2) se înlocuieşte prin

$$\alpha_x \cdot (t_x - t_{p,x}) = r, \tag{2'}$$

constantele m, A, n, r avînd aceleaşi valori ca în cazul precedent.

În cele de mai sus am făcut convenţia de a nota t_x (respectiv $t_{p,x}$) în loc de $t(x)$ (respectiv $t_p(x)$) pentru valoarea cîmpului de temperatură t (respectiv t_p) în punctul curent x din intervalul I.

Scopul propus în această lucrare este studiul funcţiilor t_x, $t_{p,x}$ în condiţii de alternanţă şi nealternanţă a sensului de circulaţie a fluidului, precum şi o generalizare a ecuaţiei (7).

§2. *Studiu matematic.* Din relaţiile (1), (2) se deduce

$$\mathrm{d}t_x + \mathrm{d}t_{\delta-x} = -\, m \cdot r \cdot \mathrm{d}x$$

şi prin integrare directă,

$$t_x - t_{\delta-x} = m \cdot r \cdot x + C, \text{ cu } C \text{ constantă arbitrară.}$$

Ţinînd cont de condiţiile la capete rezultă

$$t_x - t_{\delta-x} = -\, m \cdot r \cdot x + t_0 - t_\delta. \tag{5}$$

Constantele m,r sînt legate prin relaţia

$$m \cdot r = -\frac{2}{\delta}(t_\delta - t_0), \tag{6}$$

dedusă din (5) pentru $x = \delta$. Aşadar ecuaţia (5) devine

$$t_x - t_{\delta-x} = (t_\delta - t_0)\left(\frac{2}{\delta}x - 1\right), \quad (\forall)x \in I. \tag{7}$$

Din relaţiile (2) şi (4) rezultă direct

$$t_{p,x} = \frac{\alpha_x \cdot t_x + \alpha_{\delta-x} \cdot t_{\delta-x} - r}{\alpha_x + \alpha_{\delta-x}} \tag{8}$$

şi înlocuind în (1) şi ţinînd cont de (3), se obţine ecuaţia

$$\frac{\mathrm{d}t_x}{\mathrm{d}x} = -\frac{m}{x^n + (\delta - x)^n} \cdot \left[A(t_\delta - t_0)\left(\frac{2}{\delta} \cdot x - 1\right) + r\,(\delta - x)^n\right].$$

În fine, folosind (6), se obţine ecuaţia diferenţială rezolvantă a problemei, anume :

$$\frac{dt_x}{dx} = \frac{m \cdot r}{2} \cdot \frac{A \cdot m(2x - \delta) - 2(\delta - x)^n}{x^n + (\delta - x)^n} \tag{9}$$

CAZUL $n = 0$. Ecuaţia (9) devine

$$\frac{dt_x}{dx} = \frac{A \cdot m^2 \cdot r}{2} x - \frac{m \cdot r}{4}(A.m.\,\delta + 2)$$ şi prin integrare directă, rezultă soluţia

$$t_x = \frac{A \cdot m^2 \cdot r}{4} \cdot r^2 - \frac{m \cdot r}{4}(A \cdot m \cdot \delta + 2)\ x + t_0. \tag{10}$$

Raportîndu-ne la un sistem rectangular de axe $x0t$, graficul (C) al variaţiei funcţiei $x \mapsto t_x$, $x \in I$ este un arc de parabolă (fig. 1) cu minimul atins în punctul $x = \frac{\delta}{2} + \frac{1}{Am}$, iar înclinările ε, φ sînt date de $\operatorname{tg}\left(\frac{\pi}{2} + \varepsilon\right) = -t'(0)$, deci $\operatorname{tg}\varepsilon = \frac{4}{mr(Am\delta + 2)}$ şi similar, $\operatorname{tg}\varphi = \frac{4}{mr(Am\delta - 2)}$. Curba-reflex (C^*) este simetrica lui (C) faţă de dreapta $x = \frac{\delta}{2}$ şi are ecuaţia $t = t_{\delta - x}(x)$. În condiţiile problemei este util de determinat curba medie de variaţie a temperaturii fluidului, definită conform (10) prin

$$t_{med}(x) = \frac{t_x + t_{\delta - x}}{2} = \frac{Am^2r}{4}\left(x - \frac{\delta}{2}\right)^2 + \frac{t_0 + t_\delta}{2} - \frac{Am^2r\delta^2}{16}$$

Evident, $t_{med}(0) = t_{med}(\delta) = \frac{t_0 + t_\delta}{2}$ şi $\varepsilon' = \varphi' = \operatorname{arctg}\frac{4}{Am^2r\delta}$, iar minimul lui t_{med} este atins în punctul $x = \frac{\delta}{2}$ şi are valoarea $\frac{t_0 + t_\delta}{2} - \frac{Am^2r\delta^2}{16}$.

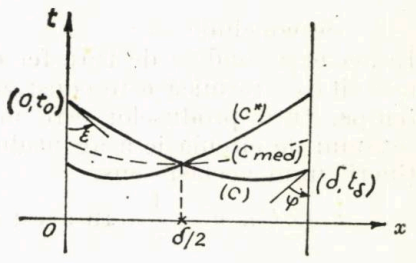


Fig. 1

Din condiţiile transferului de căldură rezultă pe de altă parte relaţia $r \simeq A(t_0 - t_\delta)$, deci $Am\delta \simeq 2$ şi atunci valoarea minimă anterior găsită

este egală cu $\frac{t_0 + t_\delta}{2} - \frac{1}{4}(t_0 - t_\delta)$. De asemenea, din relaţia (8) rezultă temperatura produsului

$$t_{p,x} = \frac{A \cdot t_x + A \cdot t_{\delta - x} - r}{2A} = t_{\text{med}}(x) - \frac{r}{2A}. \tag{11}$$

deci curba de variaţie este translatata lui (C_{med}) în jos cu $\frac{r}{2A} = \frac{t_0 - t_\delta}{2}$.

Comparaţia alternanţă-nealternanţă (*pentru* $n = 0$). Fără alternanţa sensului de circulaţie a fluidului, din ecuaţiile (1), (2′), (3) se obţine direct $t_x = -m \cdot A \cdot r \cdot x + t_0$, minimul fiind atins pentru $x = \delta$. În acest caz temperatura produsului se obţine din (2′), anume

$$t_{p,x} = t_x - \frac{r}{A}, \tag{12}$$

temperatura minimă a produsului fiind egală cu $-m \cdot A \cdot r \cdot \delta + t_0 - \frac{r}{A}$.

Comparaţia cea mai sugestivă se obţine calculînd diferenţa dintre temperaturile extreme ale stratului de produse :

$$(\Delta t_p)_1 = t_{p,o} - t_{p,\delta} \quad \text{(pentru nealternanţă)}$$

$$(\Delta t_p)_2 = t_{p,o} - t_{p,\,\delta/2} \quad \text{(pentru alternanţă).}$$

Conform (12) rezultă

$$(\Delta t_p)_1 = \left(t_0 - \frac{r}{A}\right) - \left(t_\delta - \frac{r}{A}\right) = t_0 - t_\delta$$

şi conform (11),

$$(\Delta t_p)_2 = \left(t_{\text{med}}(0) - \frac{r}{2A}\right) - \left(t_{\text{med}}\left(\frac{\delta}{2}\right) - \frac{r}{2A}\right) = \frac{A \cdot m^2 \cdot r \cdot \delta^2}{16} = \frac{mr\delta}{8} = \frac{t_0 - t_\delta}{4}$$

Se conchide că :
În aceleaşi condiţii de transfer de căldură, în ipoteza $n = 0$ (deic transmisivitatea termică este constantă), diferenţa dintre valorile extreme ale temperaturii produselor este micşorată de patru ori în cazul alternării sensului de circulaţie a agentului termic fluid în raport cu situaţia menţinerii unui acelaşi sens.

CAZUL $n = \frac{1}{2}$. În acest caz ecuaţia diferenţială (9) devine

$$\frac{dt_x}{dx} = \frac{m \cdot r}{2} \cdot \frac{2Amx - Am\delta - 2\sqrt{\delta - x}}{\sqrt{x} + \sqrt{\delta - x}}, \quad (\forall) x \in I. \tag{13}$$

Se obține

$$t_x = \frac{m \cdot r}{2} \int_0^x \frac{2Amu - Am\delta - 2\sqrt{\delta - u}}{\sqrt{u} + \sqrt{\delta - u}}\, du + t_0.$$

Integrala este exprimabilă mai dificil prin funcții elementare și vom face un artificiu pentru obținerea directă a „curbei medii" de variație a lui t_x în cazul circulației cu dublu sens, anume folosind (13), calculăm expresia

$$\frac{dt_x}{dx} - \frac{dt_{\delta-x}}{dx} = \frac{mr(2Amx - Am\delta + \sqrt{x} - \sqrt{\delta - x})}{\sqrt{x} + \sqrt{\delta - x}}, \tag{14}$$

de unde prin integrare directă, se obține

$$t_x + t_{\delta-x} = Am^2r \int_0^x \frac{2u - \delta}{\sqrt{u} + \sqrt{\delta - u}}\, du + mr \int_0^x \frac{\sqrt{u} - \sqrt{\delta - u}}{\sqrt{u} + \sqrt{\delta - u}}\, du +$$

$$+ t_0 + t_\delta, \ (\forall)\ x \in [0, \delta].$$

Scriind $2u - \delta = (\sqrt{u} + \sqrt{\delta - u})(\sqrt{u} - \sqrt{\delta - u})$ și notînd

$$\int_0^x \frac{\sqrt{u} - \sqrt{\delta - u}}{\sqrt{u} + \sqrt{\delta - u}}\, du = J(x), \text{ rezultă}$$

$$t_x + t_{\delta-x} = \frac{2}{3} Am^2r\,[x^{3/2} + (\delta - x)^{3/2} - \delta^{3/2}] + mr \cdot J(x) + t_0 + t_\delta.$$

Integrala J se calculează prin substituția $u = \delta \sin^2 v$, $v \in \left[0, \frac{\pi}{2}\right]$ și se obține

$$J(x) = \delta \ln\left(\sqrt{\frac{x}{\delta}} + \sqrt{1 - \frac{x}{\delta}}\right) - \sqrt{x(\delta - x)}$$

și în concluzie,

$$t_{\text{med}}(x) = \frac{1}{3} Am^2r\,[x^{3/2} + (\delta - x)^{3/2} - \delta^{3/2}] + \frac{mr\delta}{2} \ln\left(\sqrt{\frac{x}{\delta}} + \right.$$

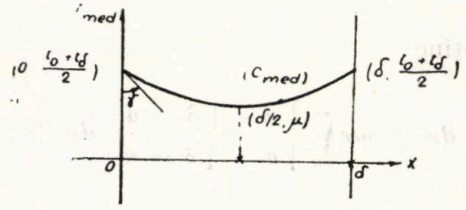
$$\left. + \sqrt{1 - \frac{x}{\delta}}\right) - \frac{mr}{2} \sqrt{x(\delta - x)} + \frac{t_0 + t_\delta}{2}.$$

Conform (14) derivata este

$$t'_{\text{med}}(x) = \frac{mr}{2} (\sqrt{x} - \sqrt{\delta - x}) \left(Am + \frac{1}{\sqrt{x} + \sqrt{\delta - x}}\right)$$

şi tabloul de variaţie a funcţiei t_{med} este

x	0	$\frac{\delta}{2}$	δ
t'_{med}	$---$	0	$+++$
t_{med}	$\frac{t_0 + t_\delta}{2}$	$\searrow \mu \nearrow$	$\frac{t_0 + t_\delta}{2}$



unde $\mu = t_{med}\left(\frac{\delta}{2}\right) \simeq \frac{t_0 + t_\delta}{2} - 0{,}096\, Am^2 r\delta\sqrt{\delta} - 0{,}173\ \text{mr}\delta$. Totodată unghiul γ este dat de $\operatorname{tg}\left(\frac{\pi}{2} + \delta\right) = t'_{med}(0) = -\frac{mr}{2}(Am\sqrt{\delta}+1)$, deci

$$\gamma = \operatorname{arctg} \frac{2}{mr(Am\sqrt{\delta} + 1)}.$$

Comparaţia alternanţă-nealternanţă $\left(\text{pentru } n = \frac{1}{2}\right)$. Din relaţia (8) se obţine temperatura produsului în punctul curent, $t_{p,x}$ şi cu notaţiile folosite mai sus, rezultă

$$(\Delta t_p)_1 = t_0 - t_\delta, \qquad (\Delta t_p)_2 = t_{p,0} - t_{p,\frac{\delta}{2}} = t_0 - t_{\frac{\delta}{2}} + \frac{r\sqrt{2\delta}}{4A}$$

şi folosind expresia lui μ, se obţine comparaţia propusă.

Indicăm un pachet de valori orientative pentru parametri anteriori, exprimaţi în unităţi corespunzătoare :

	m	A	r	δ	n
uscare blocuri ceramice	0,2	5	800	0,2	0,5
ardere blocuri ceramice	0,5	7	1 000	0,2	0,5
tratamente termice prefabricate	0,05	20	1 500	2	0

În fiecare caz se găsesc estimări corespunzătoare cu ajutorul formulelor date anterior.

CAZUL GENERAL $\left(0 \leqslant n \leqslant \frac{1}{2}\right)$. Cazurile limită tratate mai sus au fost integrabile. În cazul general, din ecuaţia (9) se va obţine

$$\frac{dt_{med}}{dx} = \frac{1}{2}\left(\frac{dt_x}{dx} - \frac{dt_{\delta-x}}{dx}\right) = m \cdot r \cdot \frac{Am(2x - \delta) + x^n - (\delta - x)^n}{x^n + (\delta - x)^n}.$$

Soluţia nu se poate exprima prin funcţii elementare şi aplicăm metoda dezvoltării în serie; facem schimbarea $x = \frac{\delta}{2}(1-z)$ şi ecuaţia precedentă devine

$$\frac{dt_{med}}{dz} = E \cdot \frac{2Fz + (1+z)^n - (1-z)^n}{(1+z)^n + (1-z)^n}, \quad |z| < 1, \text{ unde}$$

$$E = \frac{mr\delta}{2}, \quad F = \frac{Am \cdot 2^{n-1}}{\delta^{n-1}}.$$

Fracţia raţională are o dezvoltare în jurul originii de forma $\sum_{n \geqslant 0} c_n z^n$ şi se găseşte imediat că $c_{2k} = 0$, $k \geqslant 0$, $c_1 = F + \binom{n}{1}$, $c_3 + \binom{n}{2} c_1 = \binom{n}{3}$, $c_5 + \binom{n}{2} c_3 + \binom{n}{4} c_1 = \binom{n}{5}$, etc, unde $\binom{n}{m} = \frac{n(n-1)\ldots(n-m+1)}{m!}$ sînt coeficienţii binomiali generalizaţi.
Atunci

$$t_{med}(z) = E \cdot \left(c_1 \frac{z^2}{2} + c_3 \frac{z^4}{4} + \ldots\right) + (t_{med})_{\frac{\delta}{2}}$$

şi se verifică uşor că toţi coeficienţii $c_1, c_3, c_5, \ldots$, sînt strict pozitivi $\left(\text{căci } n \in \left(0, \frac{1}{2}\right)\right)$.
Notînd $(t_{med}) = \tau$ (determinabil experimental), rezultă formula aproximativă

$$t_{med}(x) \simeq \tau + E \cdot \frac{F+n}{2\delta^2}(\delta - 2x)^2 + E\frac{n(1-n)(2+5n+6F)}{24\delta^4}(\delta - 2x)^4.$$

Curba reprezentativă a funcţiei $t_{med}(x)$ este simetrică faţă de dreapta $x = \frac{\delta}{2}$.

§3. În ipoteza că transferul conductiv al căldurii pe direcţia de deplasare a fluidului nu este neglijabil (ceea ce se întîmplă în cazul unor fluide cu conductivitate termică înaltă, de exemplu la metale fluide),

ecuaţia (7) trebuie înlocuită cu o ecuaţie de tip diferenţial-funcţional mai generală, anume de forma

$$a \cdot t_x + b \cdot t_{\delta - x} + c \cdot t'_x + d \cdot t'_{\delta - x} = f(x), \qquad x \in I = [0, \delta], \tag{16}$$

cu a, b, c, d constante complexe şi $f \in C^0(I)$ dată (cu valori complexe). Notăm cu $C^k(I)$ mulţimea funcţiilor $I \to \mathbb{C}$ de clasă C^k, $0 \leqslant k \leqslant \infty$ şi considerăm operatorii

$$\sigma : C^0(I) \to C^0(I), \qquad t \mapsto t_{\delta - x},$$

$$D : C^1(I) \to C^0(I), \qquad t_x \mapsto t'_x.$$

Evident, dacă $t \in C^k(I)$, atunci $\sigma(t) \in C^k(I)$. Notăm de asemenea prin 1 operatorul identic, iar în loc de $\lambda.1$ (λ fiind scalar) vom scrie simplu λ. Sînt evidente relaţiile :

$$D^n \circ \sigma = (-1)^n \sigma \circ D^n, \quad \sigma^n = \begin{cases} 1 \text{ dacă } n \text{ este par,} \\ \sigma \text{ dacă } n \text{ este impar} \end{cases}, \quad (\forall) n \geqslant 1.$$

Asociind ecuaţiei (16) operatorul $L : C^\infty(I) \to C^\infty(I)$ definit de primul membru, aceeaşi ecuaţie se scrie $L(t) = f(x)$ şi cu notaţiile precedente $L = a + b\sigma + cD + d\sigma \circ D$. Considerînd de asemenea operatorul $M = a - b\sigma - cD - d\sigma \circ D$, rezultă imediat

$$L \circ M = M \circ L = (a^2 - b^2) + (d^2 - c^2)D^2. \tag{17}$$

Trecem acum la indicarea soluţiei generale a ecuaţiei (16). Presupunem mai întîi că $a \neq \pm b$ şi $c \neq \pm d$ şi notăm $\mu^2 = \dfrac{a^2 - b^2}{c^2 - d^2}$. Probăm că *orice soluţie a ecuaţiei* (16) *este de forma* $t_x = (a - c\mu - b\sigma - d\mu)u + Mv$, *unde* $u \in \operatorname{Ker}(D - \mu)$ *şi* v *satisface* $(D^2 - \mu^2)v = \dfrac{1}{d^2 - c^2} f(x)$.

Într-adevăr, alegem funcţia $v(x)$ astfel încît $(D^2 - \mu^2)v = \dfrac{1}{d^2 - c^2} f(x)$ şi calculăm, conform (17), expresia

$$L(t - Mv) = Lt - (d^2 - c^2)D^2 v - (a^2 - b^2)v = Lt -$$

$$- (d^2 - c^2)\left(\mu^2 v + \frac{f}{d^2 - c^2}\right) - (a^2 - b^2)v = Lt - f.$$

Aşadar, dacă $t(x)$ este soluţie a ecuaţiei (16), atunci $Lt = f$, deci $L(t - Mv) = 0$, deci $t - Mv \in \operatorname{Ker} L$. Asertiunea rezultă dacă observăm că dacă $w \in \operatorname{Ker} L$, există $u \in \operatorname{Ker}(D - \mu)$ astfel încît $w = (a - \mu c - b\sigma - d\mu\sigma)u$. Pentru aceasta, observăm conform (17) că dacă $w \in \operatorname{Ker} L$, atunci $w \in \operatorname{Ker}$

$(D^2 - \mu^2)$. Fie $v_1 = \frac{1}{2\mu} Dw + \frac{1}{2} w$, $v_2 = \frac{1}{2\mu} D\sigma u + \frac{1}{2} \sigma z u$; evident $v_1, v_2 \in \operatorname{Ker}(D - \mu)$ și în plus $w = v_1 + \sigma(v_2)$.
După un calcul simplu se obține $L(w) = \xi + \eta$, unde

$$\xi = (a + c\mu)v_1 + (b - d\mu)v_2 \text{ și } \eta = (a - c\mu)\sigma(v_2) + (b + d\mu)\cdot\sigma(v_1).$$

Evident $(D - \mu)(\xi) = 0$ și $(D + \mu)(\eta) = 0$. Dar $L(w) = 0$, deci $\eta = -\xi$, de unde $(D-\mu)(\xi) = (D+\mu)(\xi)=0$ și deci $\xi = 0$, $\eta = 0$. Așadar avem relațiile $(a + c\mu)v_1 + (b - d\mu)v_2 = 0$, $(a - c\mu)v_1 + (b + d\mu)v_2 = 0$, deci v_1, v_2 sînt linear independenți și există $\lambda \in \mathbb{C}$ astfel încît $v_2 = \lambda v_1$ (celălalt caz se tratează similar); eliminînd cazul banal $v_1 = 0$, $w_1 = 0$ rezultă

$$a + c\mu + (b - d\mu) = 0, \quad b + d\mu + (a - c\mu)\lambda = 0$$

și acest sistem este compatibil, conform definiției lui μ. Luînd $\lambda = \frac{b + d\mu}{c\mu - a}$ rezultă imediat $w = v_1 + \lambda\sigma v_1$ și deci notînd $u = \frac{-v_1}{c\mu - a}$, rezultă $w = (a - \mu c - b\sigma - d\mu\sigma)u$.

Astfel rezolvarea ecuației (16) se reduce la cazul considerat la rezolvarea unor ecuații diferențiale ordinare de ordin cel mult doi.

Rămîn de analizat cazurile particulare eliminate.

Considerăm mai întîi $c = d = 0$, deci avem ecuația

$$t_x + bt_{\delta - x} = f(x), \quad (\forall)\, x \in I. \quad \text{Dacă} \quad |b| < 1,$$

atunci ecuația se scrie

$$(1 + b\sigma)t = f \quad \text{și evident,} \quad ||b\sigma|| = |b| \cdot ||\sigma|| = |b| < 1,$$

deci

$$t_x = (1 + b\sigma)^{-1}(f) = (1 - b\sigma + b^2 - b^3\sigma + \ldots)f =$$

$$= \frac{1}{1 - b^2} f(x) - \frac{b}{1 - b^2} f(\delta - x).$$

Dacă $|b| > 1$, atunci ne reducem la cazul precedent prin schimbarea de variabilă $\delta - x = y$.

În cazul $b = -1$ regăsim ecuația (7) din §1. Dacă $\sigma \circ f \neq -f$, ecuația nu are soluție, iar dacă $\sigma \circ f = -f$, atunci soluția generală este $t_x = \frac{1}{2} f(x) + u(x)$, unde u este o funcție arbitrară astfel ca $\sigma \circ u = u$.

Cazul $b = +1$ este similar. Cazul $a = 0$, $b = 0$ în (16) se reduce la cazul anterior notînd $t' = T$, etc.

Consideraţiile din acest paragraf ne-au fost sugerate de lucrarea : D. Przeworska-Rolewicz, Equations with Transformed Argument, Warszawa, 1973; ele se extind la cazul ecuaţiilor vectoriale generalizînd (16).

A Mathematical Model of Convective Heat Transfer

This work deals with the convective transfer of heat between a fluid of temperature t and a produce of temperature t_p, under the conditions of periodical alternance of circulation sense of the fluid. From the equations (1), (2), (3) of the problem one deduces (9). The extreme cases $n = 0$, $n = 1/2$ are completely studied. In the last part of the work, one treats the case when the conductive transfer of heat on the direction of deplacement of the fluid is not neglijabile, as in the case of fluid metals.

BULETINUL INSTITUTULUI POLITEHNIC „GHEORGHE GHEORGHIU-DEJ"
BUCUREȘTI
SERIA MECANICĂ
Tomul XL — 1978, Numărul 1

MECANICĂ FINĂ

C.Z. : 621.882

SUR LE RAPORT ENTRE LES HIPOTHÈSES DE CALCUL ET LES VALEURS DETERMINÉES PAR VOIE EXPÉRIMENTALE, POUR LE MOMENT DE FROTTEMENT ET L'USURE DES PALIERS SPHÉRIQUE AVEC COUSSINETTES DE PIERRE

TR. DEMIAN, D. TUDOR *

On presénte les resultats des essais effectués par les auteurs, sur les paliers vericaux a contact tnéorique ponctoal des comptoires électriques, les plus solicités trybologiquement. On etudiés les rapports entre les phénomènes de frottement, l'usure et les hypothèses de calcul et on fait de recomandations pratiques pour maintien le plus longtemps la valeur du moment de frottement et l'etalonnage des appareils, de qui dépend l'enregistrement correct de la cantité d'énergie électrique consomée.

La diminution du frottement dans les appareils de mécanique de précision, en même temps que l'usure réduite et la réalisation des formes constructives et des materiaux satisfaisants à ces conditions, continuent à être la préoccupation des constructeurs. Le point de départ pour l'amoindrissement des frotttements est représenté par les moments de frottement dont les valeurs, déterminées par l'étude théorique des phénomènes, peuvent être diminuées en agissant sur des facteurs ou paramètres ayant les moindres implications économiques possibles.

Les paliers à contact théorique ponctuel, de forme sphérique, soit que l'axe a la forme d'une pointe ou d'une véritable sphère montée rigidement à l'arbre sont rencontrés, selon la position de l'indicateur de l'appareil, dans les variantes verticale et horizontale.

Au point de vue fonctionnel, pour les indications de l'appareil, l'erreur de celui-ci est décisive, de même que ses rapports avec les frottements des paliers et leur usure.

Parmi les paliers à contact théorique ponctuel utilisés dans la construction des appareils ayant des coussinets en pierre, pour les systèmes mobiles des appareils, les paliers des comptoires électriques sont uns des plus solicités trybologiquement. C'est pour cela que, dans ce qui suit, on présente certaines des résultats des essais effectués par les auteurs sur les paliers verticaux de ce type.

Pour le moment de frottement on peut considérer quatre possibilités pratiques [1] :

Ouvrage reçu a la rédaction le 3 october 1977

* Prof. dr. docent ing. au Chaire de Mecanique fine; Conf. dr. ing. Chaire de Mecanique fine.

a. Frottement de glissement — il existe une force latérale de grandeur et de direction constante, la surface de frottement modifiant sa position sur le coussinet. Avec les notations de la fig. 1.a et pour une force laterale totale S, le moment de frottement sera :

$$M_f = r_1 \sqrt{\frac{S^2 - \mu^2 P^2}{1 + \frac{1}{\mu^2}}} \qquad (1)$$

où μ est le coefficient de frottement entre les matériaux des deux surfaces On voit qu'il existe glissement si $S \geqslant \mu P$.

b. La précision de calcul estmeilleure si on tient compte des dimensions finies de la surface de pression et si on prend en considération le moment de frottement de pivotement. Pour des petits rapports $\frac{d}{a}$

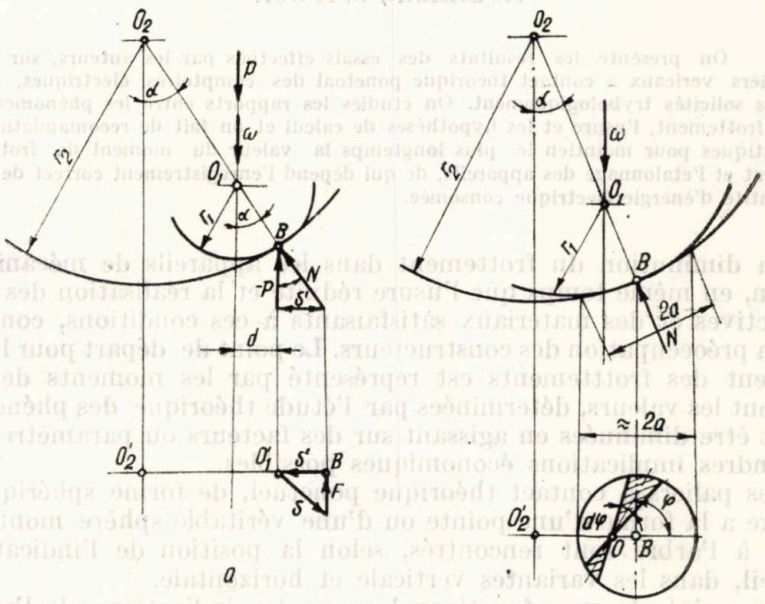


Fig. 1

(fig. 1.b) et si $\frac{d}{a} < 1$, donc le point 0 se trouvent à l'intérieur de la surface de pression, après avoir effectuè les calculs on obtient :

$$M_f = \frac{4\mu\, Na}{\pi} \int_0^{\pi/2} \sqrt{1 - \frac{d^2}{a^2}\sin^2\varphi}\left(4\frac{d^2}{a^2}\cos^2\varphi + 1 - \frac{d^2}{a^2}\right)d\varphi \qquad (2)$$

où $N = \pi \cdot a^2 \sigma_{ka}$ et après avoir résolu l'intégrale elliptique on obtient le moment de frottement M_f fonction du rapport $\frac{d}{a}$.

c. Si $0 \ll S \ll \mu P$ il résulte un mouvement complexe de roulement et pivotement. On a noté par S et P la force laterale et la force axiale dans le palier. La trajectoire de la pointe est le cercle de diamètre $0_1'0_2'$ et celle du point de contact, le cercle de diamètre $0_2'B$. La direction de mouvement D diffère de la direction de roulement C. La coïncidence de ces directions aux points $0_1'$ et $0_2'$ donne un frottement de pivotement pur. Le moment de frottement peut difficilement être apprécié calitativement mais on peut l'exprimer par la relation :

$$M_f = Se + M_B \cos\alpha \sin\alpha + M_R \sin\alpha \qquad (3)$$

où on a considéré le moment donné par la force laterale (S_e), et les projections des moments de pivotement (M_B) et de roulement (M_R) sur l'axe de la pointe. C'est à observer que M_f est variable étant donné que N (dont dépendent $M_B <$ et $< M_R$) et il varient avec α. D'ici ressort limite de l'utilisation des pointes dans les appareils de très grande précision.

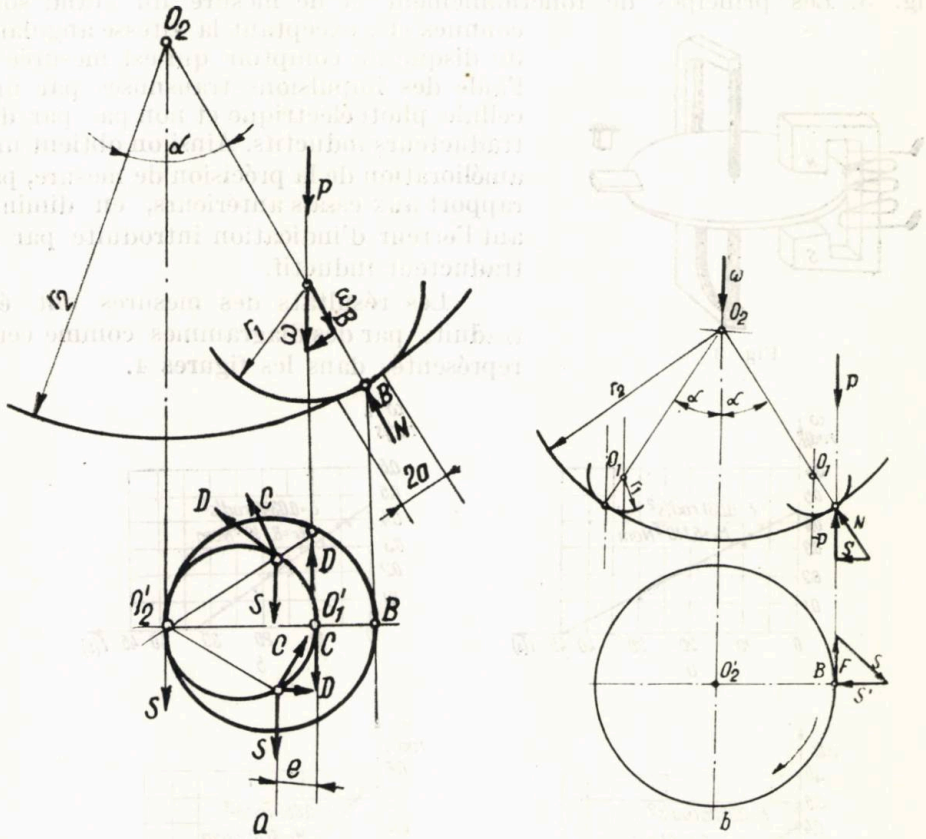


Fig. 2

d. Si S a une direction variable, cas fréquent dans la pratique à cause de l'inclinaison de l'axe de l'arbre et de son mouvement, il paraîtra une force de glissement. Le point de contact B tournera sur des cercles concentriques à l'axe de la pointe (fig. 2.b), les surfaces de contact res-

tant les mêmes sur l'axe et se modifiant sur le coussinet. Comme pour le cas (a) on peut écrire :

$$M_f = r_2 \sqrt{\frac{S^2 - \mu^2 P^2}{1 + \frac{1}{\mu^2}}} \tag{4}$$

En tenant compte des cas ci-dessus, on a suivi expérimentalement l'évolution de l'usure.

Comme on le sait, les valeurs des moments de frottement des paliers des appareils de mesure sont comprises entre quelques Ncm $\times 10^{-5}$ et quelques Ncm $\times 10^{-2}$. Étant très petites, il a été nécessaire de développer et d'élaborer des méthodes spéciales de mesure.

Pour déterminer le moment de frottement dans le procés du mouvement nous avons construit le stand schématiquement représenté dans la fig. 3. Les principes de fonctionnement et de mesure du stand sont connues (1), exceptant la vitesse angulaire du disque du comptoir qui est mesurée à l'aide des impulsions transmises par une cellule photoélectrique et non pas par des traducteurs inductifs. Ainsi on obtient une amélioration de la précision de mesure, par rapport aux essais antérieurs, en diminuant l'erreur d'indication introduite par le traducteur inductif.

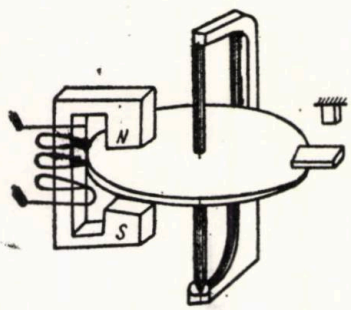


Fig. 3

Les résultats des mesures ont été traduits par des diagrammes comme ceux représentés dans les figures 4.

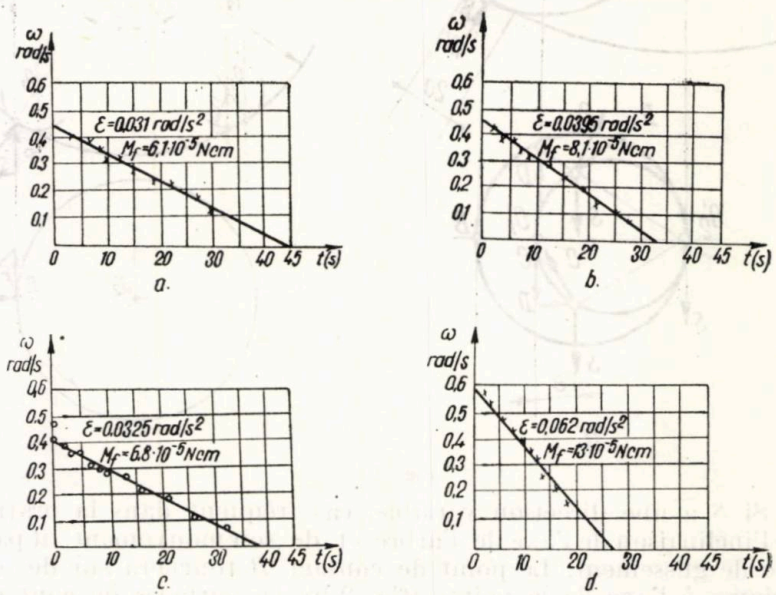


Fig. 4

Pendant les essais on a mesuré aussi, en parallèle, les battements radiaux et axiaux des disques de comptoir, pour établir l'influence de ces paramètres sur le frottement dans les paliers. Dans ce but on a conçu et construit le stand ayant le schéme de la figure 5. Le disque 1 du comptoir s'appuie radialement sur l'arbre 2, et celui-ci dans les paliers 3, du type prisme et dans un palier axial 4 sur pierre. La disque est entraîné dans un mouvement de rotation par l'engrenage 5. Le stand permet la mesure tensométrique simultanée des battements axiaux et radiaux. La force de mesure est réglable et de petite valeur, de l'ordre de (2..4) 10^{-2} N, pour ne pas introduire des déformations supplémentaires dans le système.

Dans le tableau 1 on a présenté, pour 4 disques de comptoir, les valeurs mesurées pour les moments de frottement dans les paliers et les battements radiaux des disques. Les disques 1 et 4 ont été usinés circulairement après leur montage sur l'arbre, le disque 2 a été usiné avant le montage et le disque 3, rebuté dans la fabrique, a été essayé pour mettre en évidence où paraissent les plus grandes différences des valeurs des paramètres mesurés. Toutes ces mesures ont été effectuées dans des paliers neufs, nonrodés.

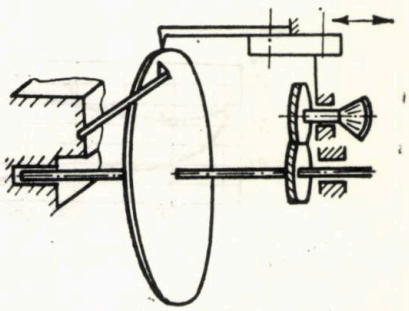


Fig. 5

On a constaté que les valeurs des moments de démarrage. dépendent de la position initiale du système mobile, dépendente de la valeur du jeu axial et de la position du centre de gravité du disque par rapport à l'axe de l'arbre, due aux imprécisions d'exécution et de montage. Le

Tabelul 1

Disque	Battement radial um	Battement axial um	Moment de démarage $10^{-5}N$ cm				Moment pendant le mouvement 10^5Ncm	Accélération angulaire rad/S²
			a	b	c	d		
1	69	88	1,5	1,1	1,4	3,0	6,8	0,032
2	100	28	2,6	4,0	2,7	1,1	6,1	0,031
3	90	457	2,7	4,6	2,8	4,3	8,1	0,0395
4	78	81	1,8	1,1	1,4	2,5	13,0	0,062

calcul confirme partiellement les résultats si on considère le cas (d). On vérifie l'importance qu'on doit accorder au choix des tolérances du système, de l'équilibrage et de la centricité du disque sur l'arbre. La corrélation entre le moment de frottement et la précision de l'indication doit être faite, principalement, par l'évolution de l'usure des deux surfaces. Dans tous les cas mentionnés le facteur le plus important est

le coefficient de frottement. Celui-ci est influencé par la tension de contact σ_K, par la dureté du couple de matériaux, par la lubrification et par l'orientation de l'axe optique du palier. Les essais faits jusqu'à présent montrent une diminution du coefficient de frottement avec l'augmentation des tensions de contact σ_K, et à partir d'une certaine valeur de σ_K, l'accroissement de ce coefficient est presque linéaire (fig. 6, courbe 1). Cette situation est valable pour un poids constant du

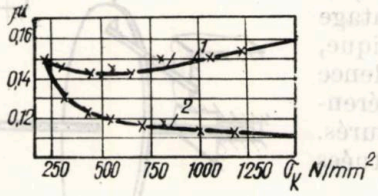


Fig. 6

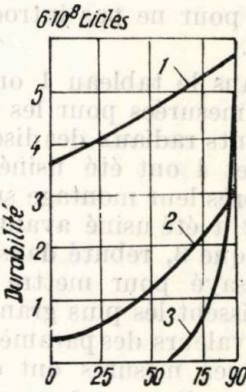


Fig. 7

système mobile même si la surface de contact entre l'arbre et le palier change de valeur. Si la surface de contact ne change pas sa valeur, le coefficient de frottement diminue avec σ_K jusqu'à une certaine valeur et puis il reste approximativement constant.

Tableau 2

Materiel	Durité N/mm²	Effort unitaire de contact N/mm²	Coefficient de frottement $\mu \times 10^{-2}$		
			Sans lubrifiant	Lubrifié (diethyl-sébacétanol)	Huile spéciale d'horlogerie
Monel	1,570	2,040	52	23	13
Aliage cobalt-wolfram	7,300	2,080	38	20	12
Acier pour outils (OSC 10)	9,400	2,080	50	22	12
Acier pour roulements (RUL 1)	10,300	2,080	40	22	12
Aliage dur au Cobalt	11,000	3,250	35	23	16
Aliage dur au Cobalt-Titane	14,800	3,250	36	23	16
Saphir sintétique	22,500	2,640	30	20	16

L'influence de la dureté et du lubrifiant sur le coefficient de frottement est montrée dans le tableau 2. Comme il fallait s'attendre, la valeur du coefficient de frottement diminue en même temps que l'augmentation de la dureté des matériaux et par la lubrification des surfaces. Il fait exception le couple de matériaux cobalt — wolfram à cause de la petite résistance du cobalt au frottement.

La position de l'axe optique, donnée par l'angle entre l'arbre du système mobile de l'appareil et la droite perpendiculaire à la surface de frottement du palier, joue un rôle important dans la durabilité du palier. On obsèrve cela dans la fig. 7 où la courbe 1 corresponde à des paliers lubrifiés à l'huile pour appareils, la courbe 2 à des paliers lubrifiés a

Tableau 3

	Variante I		Variante II		Variante III	
	Arbre	Coussinet	Arbre	Coussinet	Arbre	Coussinet
Rayon r_1 de l'arbre et rayon r_2 du coussinet en mm	$0,5 \pm 0,01$	$1,7 \pm 0,1$	$0,4 \pm 0,01$	$1,7 + 0,1$	$0,15 \pm 0,05$	$1,7 + 0,1$
Couples de matériaux	Acier pour roulements (RUL 1)	Saphir	Acier pour roulements (RUL 1)	Saphir	Acier pour roulements (RUL 1)	Saphir
Rugosité en um	0,42	0,31	0,51	0,35	0,52	0,3
Dureté minima en HRC	63	—	62,3	—	61,3	—
Tension de contact σ_k en daN/mm²	125		160		300	

l'huile de paraffine, et la courbe 3 à des paliers au frottement sec. La durabilité exprimée en millions de rotations est mesurée jusqu'à une augmentation du moment de frottement de 2,5% par rapport à la valeur initiale.

En partant de ces considérations les auteurs ont conçu et réalisé les paliers inférieurs pour les comptoirs électriques roumains, dont les paramètres géometriques principaux et les qualités des matériaux se trouvent dans le tableau 3.

La tension de contact σ_K, selon (1), est donnée par la relation :

$$\sigma_K = \sqrt[3]{\frac{1,5\ PE^2}{\pi^3(1-\nu^2)^2 r^2}}$$

où :

P — poids du système mobile du compteur, constant pour tous les essais effectués ($P \approx \approx 30 \cdot 10^2 N$)

$\nu = 0{,}3$ (coefficient de Poisson) ;

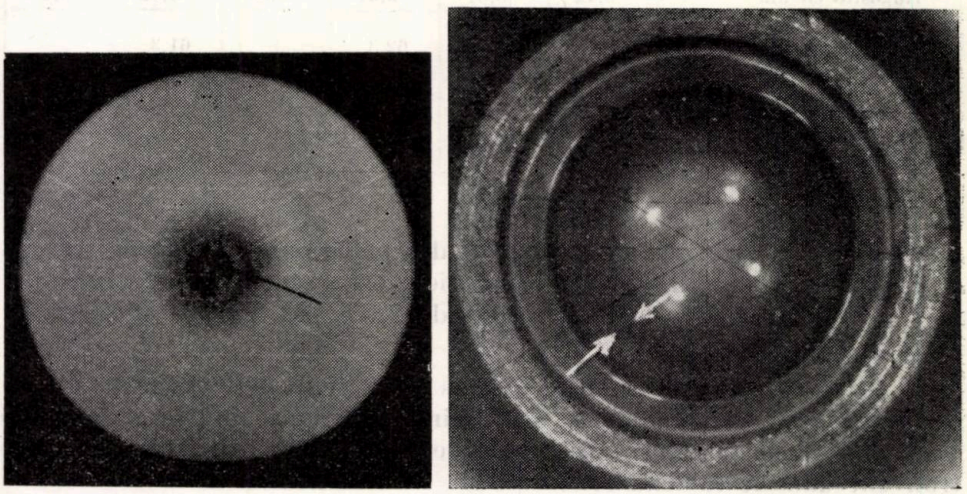
$E = 2{,}96 - 10^5$ N/mm^2 (module d'élasticité équivalent).

$\frac{1}{r} = \frac{1}{r_1} - \frac{1}{r_2}$ (l'inverse du rayon de courbure équivalent).

Pour une charge constante (fig. 6) il résulte un accroissment du coeficient du frottement μ en même temps q'un accroissement de la tension de contact σ_K. Dans les solutions présentées on a tenu compte aussi de la diminution de la dimension r_1, donc aussi de l'autre possibilité de réduire le moment de frottement. En même temps on a étudié l'évolution de l'usure des surfaces de contact, étant donné que celle-ci conduit à la modification des valeurs du moment de frottement, chose inadmisible pour certains appareils ou les pertes par frottement doivent se maintenir approximativement constantes pendant un temps assez long de fonctionnement.

Les résultats des essais expérimentaux réalisés dans les variantes du tableau 2, peuvent être suivis dans les figures 8, d'où on peut déduire :

a. L'usure du coussinet inférieur est de forme centrique et concentrique est plus prononcée pour les petits dimensions de l'arbre (fig. 8a). La zone d'usure est légérement déplacée radialement par rapport au centre du coussinet, pour toutes les variantes.



a b

Fig. 8

b. L'usure du coussinet supérieur est de forme concentrique et centrique deplacée (fig 8 b). On voit que l'usure est déplacée radialement et de profondeur différente sur la circonférence. Dans ces conditions, pendant le fonctionnement du compteur, il existera une plus grande dispersion des valeurs des moments de frottement, en fonction du déplacement de la surface de contact dans des régions plus on moins usées.

Le rapport entre les résultats obtenus par le calcul et expérimentalement peut être déduit de la relation (3), mise sous la forme :

$$m_f = r_2 \mu^2 P \sqrt{m^2 - 1}$$

où $m = \dfrac{S}{\mu P}$ et où on a considéré $\mu = 0{,}1$.

Avec les valeurs de r_2 et P utilisées dans les essais expérimentaux ($P = 0{,}3$ N et $r_2 = 1{,}7$mm), il résulte le tableau 4

On observe que, en admettant la force latérale S comme une fraction variable μm du poids P du système mobile, la valeur du moment de frottement, se modifie en rapport de cette force. Ceci a resulté aussi expérimentalement (tableau 1), par la modification de la position initiale du disque du comptoir. On voit que la position du centre de gravité du disque change, donc la valeur de la force S, d'où il résulte des modifications importantes du moment de frottement (on a trouvé un rapport maximum de Près de 4/1 — tableau 1, 2-ème ligne).

Tableau 4

$m = \dfrac{S}{\mu P}$	1,001	1,01	1,05	1,1
M_f [N cm]	$2{,}5 \cdot 10^{-5}$	$7{,}2 \cdot 10^{-4}$	$1{,}5 - 10^{-4}$	$2{,}3.10^{4}$
$\dfrac{M_f}{(M_f)\mathrm{m}=0{,}001}$	1	2,75	6	9,2

Ce qu'on a indiqué jusq'ici met en évidence les rapports existants entre les phénomènes de frottement, l'usure et les hypothèses de calcul. Dans le diagramme de la figure 9 on constate, en ce qui concerne l'erreur

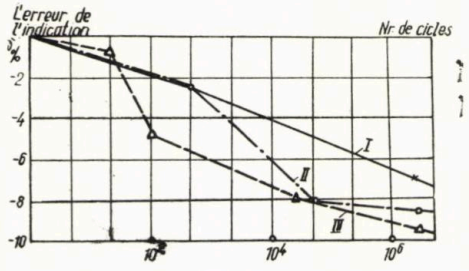


Fig. 9

d'indication, que, qoique celle-ci est plus petite (pour les compteurs des variantes II et III) dans la première période de fonctionnement, elle est finalement plus stable pour le comptoire de la variante I.

Les attentionnements et les recommandations de ce qui précède, regardant les paliers des systèmes mobiles, des comptoirs électriques, ont non seulement un intérêt pratique mais aussi d'actualité si on tient compte que du maintien le plus longtemps possible de la valeur du moment de, frottement et de l'étalonnage des appareils dépend l'enregistrement correct de la quantité d'énergie électrique consommée.

BIBLIOGRAPHIE

1 *Tr. Demian*, Contribuţii la studiul şi încercarea lagărelor pe vîrfuri — teza de doctorat, Institutul politehnic Bucureşti, 1968

2 *Handelsman M.*, Kamnevîe opori. Maşinostroienie, Moskva, 1973.

Asupra raportului dintre ipotezele de calcul şi valorile determinate pe cale experimentală, pentru momentul de frecare şi uzura lagărelor sferice cu cuzineţi din piatră

Se prezintă rezultatele încercărilor efectuate de autori asupra lagărelor verticale cu contact teoretic punctiform a contoarelor electrice, cele mai solicitate din punct de vedere tribologic. Se studiază rapoartele între fenomenele de frecare, uzura şi ipotezele de calcul şi se fac recomandări practice pentru menţinerea cît mai îndelungată a valorii momentului de frecare şi etalonarea aparatelor, de care depinde înregistrarea corectă a cantităţii de energie consumate.

BULETINUL INSTITUTULUI POLITEHNIC „GHEORGHE GHEORGHIU-DEJ" BUCUREŞTI
SERIA MECANICĂ
Tomul XL — 1978, Numărul 1

MOTOARE CU ARDERE INTERNĂ

C.Z.: 621.433.536.2

ANALIZA ERORILOR LA MĂSURAREA PRIN TERMOCUPLURI A TEMPERATURILOR CILINDRULUI UNUI MOTOR RĂCIT CU AER

N. APOSTOLESCU, D. SFINŢEANU*

În lucrare se analizează erorile la măsurarea cu termocupluri a temperaturii suprafeţei cilindrului unui motor răcit cu aer, determinate de transferul de căldură prin firele termocuplului, care modifică temperatura locală originară. Se dezvoltă o metodă de calcul al erorii, pe baza căreia se analizează influenţa unor factori asupra mărimii erorii.

Introducere

Erorile care apar la măsurarea prin termocupluri a temperaturii corpurilor solide pot fi grupate în următoarele categorii:

— erori provocate de condiţiile tehnologice privind sudura şi montarea termocuplului;

— erori care apar la etalonarea termocuplului în stare montată;

— erori introduse de variaţia temperaturii sursei reci;

— erori datorate transferului de căldură prin conducţie în lungul firelor termocuplului şi prin convecţie laterală.

Erorile corespunzătoare primelor trei grupe depind de metodica efectuării măsurătorilor propriu-zise, fiind comune tuturor măsurătorilor de temperatură prin termocupluri.

Erorile din ultima categorie au un caracter funcţional, şi prezintă un interes deosebit în domeniul motoarelor răcite cu aer, în situaţia în care termocuplurile sînt aplicate pe nervurile de răcire ale cilindrului. Evaluarea acestor erori reprezintă obiectul lucrării.

1. Calculul erorilor de măsurare datorate transferului de căldură

Pentru un anumit regim de funcţionare a motorului, într-o zonă a suprafeţei exterioare nervurate a cilindrului se stabileşte temperatura T_c corespunzătoare schimbului de căldură convectiv staţionar cu aerul.

Manuscris predat redacţiei la data de 8 decembrie 1977

* Conf. dr. ing. la Cat. Motoare cu ardere internă; Cercetător dr. ing. la Inst. Naţional de Motoare Termice.

Termocuplul, aplicat pe suprafaţa nervurii intervine ca o sondă de extracţie a căldurii, care modifică temperatura locală originară T_c. Cilindrul cedează căldură termocuplului în zona de contact, căldură transferată axial, în lungul firelor termocuplului — prin conductibilitate şi lateral — prin convecţie. În consecinţă, temperatura T_j în zona de contact, care este măsurată efectiv de termocuplu, va fi diferită de temperatura T_c a suprafeţei în absenţa termocuplului. Diferenţa $T_c - T_j$ reprezintă eroarea de măsurare datorită prezenţei termocuplului.

Pentru definirea temperaturii T_j, se exprimă temperatura conductorilor termocuplului şi căldura transmisă de termocuplu.

Se introduc următoarele notaţii (conform figurii 1):

- d_{s_1}, d_{s_2} — diametrele conductorilor termocuplului;
- d_{i_1}, d_{i_2} — diametrele conductorilor izolaţi ai termocuplului;
- A_1, A_2 — ariile secţiunilor conductorilor termocuplului;
- C_1, C_2 — ariile suprafeţelor exterioare ale conductorilor termocuplului pe unitatea de lungime;
- λ_{s_1}, λ_{s_2} — coeficienţii de conductibilitate termică ai conductorilor termocuplului;
- λ_{i_1}, λ_{i_2} — coeficienţii de conductibilitate termică ai izolaţiilor conductorilor;
- α — coeficientul de convecţie aer-cilindru;
- l — lungimea conductorilor termocuplului;
- T_{i_1}, T_{i_2} — temperaturile suprafeţelor exterioare ale izolaţiei conductorilor;
- $T_{s_1(x)}$, $T_{s_2(x)}$ — temperaturile conductorilor termocuplului.

Căldura transmisă prin conductibilitate în conductorul 1, în secţiunea x (figura 1) este:

$$q_{x_1} = -\lambda_{s_1} \cdot A_1 \frac{dT_{s_1}}{dx}, \tag{1}$$

iar în secţiunea $x + dx$, în ipoteza că λ_{s_1} şi A_1 nu variază în lungul conductorilor, este:

$$q_{(x+dx)_1} = q_{x_1} + \frac{d(q_{x_1})}{dx} dx, \tag{2}$$

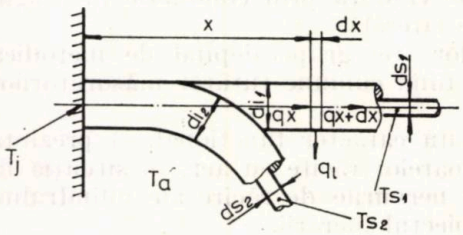


Fig. 1

$$q_{(x+dx)_1} = -\lambda_{s_1} A_1 \frac{dT_{s_1}}{dx} - \lambda_{s_1} A_1 \frac{d^2 T_{s_1}}{dx^2} dx. \tag{2A}$$

Căldura pierdută lateral, prin izolaţie, este:

$$q_{l_1} \approx \pi \lambda_{i_1} \frac{d_{i_1} + d_{s_1}}{d_{i_1} - d_{s_1}} \cdot \frac{T_{s_1} - T_{i_1}}{\varphi_1} dx, \tag{3}$$

unde φ_1 este coeficientul de curbură:

$$\varphi_1 = \ln \frac{d_{i_1}}{d_{s_1}} \cdot \frac{d_{i_1}/d_{s_1} + 1}{2(d_{i_1}/d_{s_1} - 1)}. \tag{4}$$

Această căldură este echivalentă căldurii transferate prin convecție aerului de răcire :

$$\pi\lambda_{i_1}\frac{d_{i_1}+d_{s_1}}{d_{i_1}-d_{s_1}}\cdot\frac{T_{s_1}-T_{i_1}}{\varphi_1}\,dx=\pi\cdot d_{i_1}\alpha(T_{i_1}-T_a)dx,$$

de unde :

$$T_{i_1}=\frac{\alpha d_{i_1}T_a+\dfrac{\lambda_{i_1}}{\varphi_1}\cdot\dfrac{d_{i_1}+d_{s_1}}{d_{i_1}-d_{s_1}}\,T_{s_1}}{\alpha d_{i_1}+\dfrac{\lambda_{i_1}}{\varphi_1}\cdot\dfrac{d_{i_1}+d_{s_1}}{d_{i_1}-d_{s_1}}},$$

sau :

$$T_{i_1}=\frac{\dfrac{\alpha\varphi_1}{\lambda_{i_1}}\,\dfrac{d_{i_1}-d_{s_1}}{1+d_{s_1}/d_{i_1}}\,T_a+T_{s_1}}{1+\dfrac{\alpha\varphi_1}{\lambda_{i_1}}\cdot\dfrac{d_{i_1}-d_{s_1}}{1+d_{s_1}/d_{i_1}}}\cdot \tag{5}$$

Diferența între q_{x+dx} și q_x reprezintă căldura transferată prin convecție :

$$-\lambda_{s_1}A_1\frac{d^2T_{s_1}}{dx^2}=C_1\alpha(T_{i_1}-T_a). \tag{6}$$

Din relația (5) rezultă :

$$T_{i_1}-T_a=\frac{T_{s_1}-T_a}{1+\dfrac{\alpha\varphi_1}{\lambda_{i_1}}\cdot\dfrac{d_{i_1}-d_{s_1}}{1+d_{s_1}/d_{i_1}}}\cdot \tag{7}$$

Introducînd expresia (7) în ecuația (6) rezultă :

$$\frac{d^2T_{s_1}}{dx^2}=\frac{C_1\alpha}{\lambda_{s_1}A_1}\cdot\frac{1}{1+\dfrac{\alpha\varphi_1}{\lambda_{i_1}}\cdot\dfrac{d_{i_1}-d_{s_1}}{1+d_{s_1}/d_{i_1}}}(T_{s_1}-T_a). \tag{8}$$

S-a obținut o ecuație diferențială liniară, cu coeficienți constanți, de ordinul doi. Pentru rezolvare se impun două condiții la limită. Prima condiție este, evident, $T_{s_1}=T_j$ pentru $x=0$. Pentru cea de a doua condiție se acceptă $dT_{s_1}/d_x=0$ la $x=l$, condiție comună pentru probleme de acest fel, justificată pentru cazurile cînd $l\gg d_s$. Cu aceste două condiții la limită, soluția este :

$$T_{s_1}=T_a-(T_a-T_j)\left[1-\frac{e^{m_1l}}{2\operatorname{ch}m_1l}\right)l^{m_1x}+\frac{e^{m_1l}}{2\operatorname{ch}m_1l}\,e^{-m_1x}\Bigg] \tag{9}$$

unde :

$$m_1=\sqrt{\frac{C_1\cdot\alpha}{\lambda_{s_1}\cdot A_1}\cdot\frac{1}{\dfrac{\alpha\varphi_1}{\lambda_{i_1}}\cdot\dfrac{d_{i_1}-d_{s_1}}{1+d_{s_1}/d_{i_1}}}}\cdot \tag{10}$$

Fluxul termic prin conductorul 1 este :

$$Q_{c_1} = \int_0^l \alpha C_1 (T_{i_1} - T_a)\, dx = \alpha C_1 \frac{1}{1 + \frac{\alpha \varphi_1}{\lambda_{i_1}} \cdot \frac{d_{i_1} - d_{s_1}}{1 + d_{s_1}/d_{i_1}}} \int_0^l (T_{s_1} - T_a) dx, \tag{11}$$

şi înlocuind $(T_{s_1} - T_a)$ cu ajutorul relaţiei (9),

$$Q_{c_1} = \alpha C_1 \frac{T_j - T_a}{1 + \frac{\alpha \varphi_1}{\lambda_{i_1}} \cdot \frac{d_{i_1} - d_{s_1}}{1 + d_{s_1}/d_{i_1}}} \cdot \frac{1}{m_1} \operatorname{th} m_1 l$$

sau :

$$Q_{c_1} = \sqrt{\frac{\alpha \lambda_{s_1} A_1 C_1}{1 + \frac{\alpha \varphi_1}{\lambda_{i_1}} \cdot \frac{d_{i_1} - d_{s_1}}{1 + d_{s_1}/d_{i_1}}}} (T_j - T_a) \operatorname{th} m_1 l$$

şi în final

$$Q_{c_1} = \lambda_{s_1} A_1 m_1 (T_j - T_a) \operatorname{th} m_1 l. \tag{12}$$

Fluxul termic prin ambii conductori ai termocuplului este :

$$Q_c = (T_j - T_a)(\lambda_{s_1} A_1 m_1 \operatorname{th} m_1 l + \lambda_{s_2} A_2 m_2 \operatorname{th} m_2 l). \tag{13}$$

Diferenţa de temperatură $T_c - T_j$ rezultă în continuare din condiţia de continuitate a fluxului termic prin joncţiunea termocuplului. Fluxul termic prin aria în care se înscrie joncţiunea termocuplului, reprezentînd o sondă de extracţie a căldurii, este [1] :

$$Q_j = \pi r_0^2 \alpha (T_a - T_c) + r_0 \lambda (T_j - T_c) Q_j^*, \tag{14}$$

unde r_0 este raza joncţiunii : $r_0 = \frac{1}{4}(d_{s_1} + d_{s_2})$ iar Q_j^* este fluxul termic adimensional, determinat de perturbaţia introdusă prin aplicarea termocuplului. Valoarea acestui flux este determinată [1] în funcţie de raportul $\alpha r_0/l$.

În relaţia (14), primul termen din membrul doi ilustrează influenţa cîmpului de temperatură în absenţa sondei termice locale iar al doilea termen — influenţa perturbării cîmpului de temperatură.

Egalind relaţiile (13) şi (14) se obţine :

$$r_0 \lambda (T_c - T_j) Q_j^* + \pi r_0^2 \alpha (T_c - T_a) =$$

$$= (T_j - T_a)(\lambda_{s_1} A_1 m_1 \operatorname{th} m_1 l + \lambda_{s_2} A_2 m_2 \operatorname{th} m_2 l), \tag{15}$$

de unde :

$$T_j - T_c = (T_c - T_a)\frac{\pi r_0^2\alpha - \lambda_{s_1}A_1m_1 \text{ th } m_1l + \lambda_{s_2}A_2m_2 \text{ th } m_2l}{r_0\lambda Q_j^* + \lambda_{s_1}A_1m_1\text{th } m_1l + \lambda_{s_2}A_2m_2 \text{ th } m_2l}. \quad (16)$$

Eroarea relativă la măsurarea temperaturii are expresia finală

$$\frac{T_c - T_j}{T_c - T_a} = \frac{\xi - \pi r_0^2\alpha}{\xi + \lambda r_0 Q_j^*}, \quad (17)$$

unde

$$\xi = \lambda_{s_1}A_1m_1 \text{ th } m_1l + \lambda_{s_2}A_2m_2 \text{ th } m_2l. \quad (18)$$

2. Rezultatele determinărilor. Concluzii.

Metoda de calcul descrisă a fost aplicată asupa unui termocuplu Ni—Cr Ni, avînd izolația conductorilor prin teacă de teflon.

Au fost calculate erorile de măsurare, în funcție de caracteristicile geometrice ale termocuplului (lungimea și diametrul conductorilor), în raport cu regimul de temperatură al motorului, pentru diferite temperaturi ale mediului ambiant, precum și în funcție de eficacitatea sistemului de răcire al nervurării cilindrilor (respectiv valoarea coeficientului de transfer de căldură prin convecție de la suprafața nervurată către aerul de răcire).

Variațiile mărimii erorilor, în funcție de parametrii specificați, sînt reprezentate în diagramele din figurile 2—6.

Diagramele permit stabilirea gradului de precizie al măsurătorilor de temperatură în raport cu condițiile considerate.

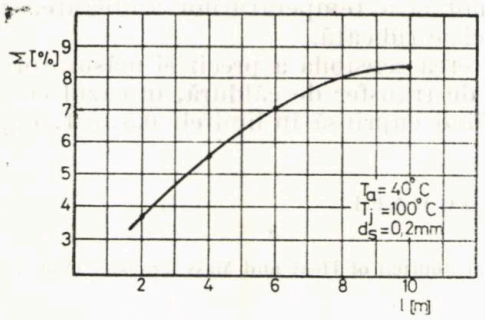


Fig. 2

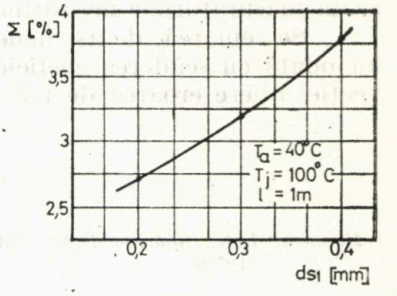


Fig. 3

Domeniul erorilor de măsurare, în cazul montării corecte a termocuplurilor, este cuprins în limitele 2...5 %, pentru lungimi ale conductorilor pînă la 4,5 m, diametre ale firului pînă la 0,4 mm și respectiv pentru condiții uzuale de temperatură ale cilindrului și mediului ambiant.

Influența izolației conductorilor termocuplului asupra preciziei de măsurare este neglijabilă. Calculele efectuate, pentru mai multe dimensiuni

ale diametrului exterior al izolaţiei (şi pentru acelaş diametru al firului) au pus în evidenţă diferenţe maxime de 0,2 °C.

Se remarcă creşterea substanţială a preciziei în situaţiile măsurării temperaturii prin termocupluri avînd conductorii subţiri şi lungimea mică (fig. 2 şi 3) şi în condiţiile creşterii temperaturii mediului ambiant (fig. 4). Diagramele trasate permit evidenţierea unor recomandări privind

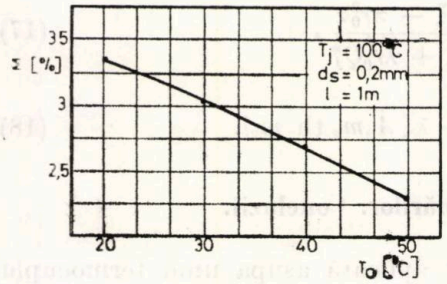


Fig. 4

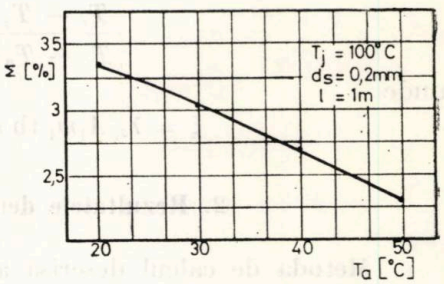


Fig. 5

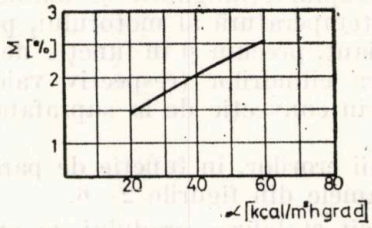


Fig. 6

alegerea dimensiunilor termocuplurilor şi a temperaturilor ambiante, în cazul măsurătorilor necesitînd o precizie ridicată.

Se remarcă, de asemenea, creşterea sensibilă a preciziei măsurătorilor odată cu scăderea coeficientului de transfer de căldură, în cazul convecţiei libere eroarea de măsurare fiind cuprinsă în limitele 0,5...1,5 %.

BIBLIOGRAFIE

1 *Hennecke D.K., Sparrow D.M.*, International Journal of Heat and Mass Transfer (Vol. 13, 1970).

Analysis of Temperature Measurement Errors by the Use of Thermocouples on Surface of an Air Cooled Engine Cylinder

The paper analyses the error due to the heat transfer along the thermocouple wires, the real temperature of the junction beeing thus lower than the true wall temperature. An analytical solution to this problem is found, which is used to point out the influence of some parameters on the error magnitude.

BULETINUL INSTITUTULUI POLITEHNIC „GHEORGHE GHEORGHIU-DEJ"
BUCUREȘTI
SERIA MECANICĂ
Tomul XL — 1978, Numărul 1

C.Z.: 621.453

POSIBILITĂȚI DE DETERMINARE A LEGII DE DEGAJARE A CĂLDURII ÎNTR-UN MOTOR CU CAMERA DE ARDERE DIVIZATĂ

D. TARAZA, A. BELEI, S. MINCULESCU *

În lucrare se elaborează un model fizico-matematic al procesului de ardere din motorul diesel cu cameră de ardere divizată, care permite calculul legilor de degajare a căldurii în cele două compartimente ale camerei de ardere, pe baza diagramelor indicate ridicate pe motor. În prima parte se stabilesc ecuațiile generale care descriu procesul, în ipoteza neglijării variației compoziției chimice a gazelor ce evoluează pe ciclu. Se obține un sistem de ecuații diferențiale care poate fi integrat numeric cu ajutorul unui calculator electronic.

Partea I. Determinarea legii de degajare a căldurii în ipoteza omogenității chimice a gazelor ce evoluează pe ciclu

Odată cu disponibilitatea calculatoarelor de mare viteză, modelarea proceselor de lucru din motoarele cu ardere internă a început să prezinte un interes din ce în ce mai mare. Rezultatele obținute pe această cale au cîștigat în precizie permițînd anticiparea unor valori regăsite ulterior prin măsurători experimentale [1], [2]. În acest mod programele de calcul realizate pe baza modelelor fizice adoptate au devenit instrumente eficiente pentru proiectarea motoarelor cu ardere internă

Dintre procesele care au loc în cilindrul motorului, arderea prezintă cele mai mari dificultăți în privința modelării, datorită cunoștințelor actuale insuficiente. Din acest motiv prezintă interes determinarea legii de degajare a căldurii pe baza informațiilor obținute pe cale experimentală. În această direcție s-a acumulat experiență în ceea ce privește determinarea legii de degajare a căldurii, pe baza diagramei indicate în motoarele cu cameră de ardere unitară. În prezenta lucrare, autorii își propun elaborarea unui model cu ajutorul căruia să se poată calcula legile de degajare a căldurii în cele două compratimente ale unei camere de ardere divizate, pe baza diagramelor indicate, ridicate în fiecare compartiment.

Metoda de calcul prezentată în această secțiune se bazează pe considerarea fluidului motor drept un amestec de gaze omogen din punct de vedere chimic și avînd compoziția gazelor arse. În ceea ce privește starea

Manuscris predat redacției la data de 1 decembrie 1977

* Conf. dr. ing. la Cat. Motoare cu ardere internă; Asistent ing. la Cat. Motoare cu ardere internă; Asistent ing. la Cat. de geometrie descriptivă și desen tehnic.

termică a gazelor se apreciază două temperaturi distincte, temperatura medie a gazelor din compartimentul de volum constant (CVC) și temperatura medie a gazelor din compartimentul de volum variabil (CVV).

Particularitatea esențială a motorului cu cameră de ardere divizată o constituie schimbul permanent de substanță și energie între cele două compartimente. Datorită diferențelor de presiune ce apar în timpul funcționării între CVV și CVC se produce curgerea gazelor dintr-un compartiment în altul; se consideră că această curgere este izentropică. Gazele care părăsesc la un moment dat un compartiment au entalpia corespunzătoare stării din compartimentul considerat (figura 1.1); ele contribuie cu această entalpie la modificarea stării energetice în compartimentul în care pătrund. Ținînd seama de acest transport de energie, ecuațiile de bilanț energetic în cele două compartimente au următoarea formă:

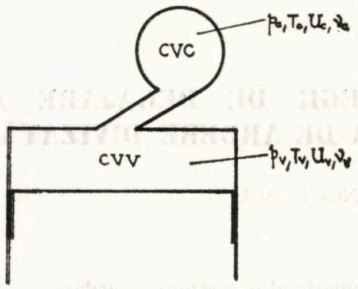


Fig. 1.1

$$\begin{cases} dQ_c = dU_c + dQ_{w_c} + dQ_{d_c} \mp h d\nu_c \\ dQ_v = dU_v + dQ_{w_v} + dQ_{d_v} \pm h d\nu_v + A dL \end{cases} \tag{1.1}$$

În baza ipotezei admise, a omogenității chimice a gazelor ce evoluează pe ciclu, numărul total de moli de gaze ν_g, este o constantă pentru un caz dat. Numărul de moli de gaze prezent la un moment dat în CVC, respectiv CVV se poate exprima ca o fracțiune din numărul total de moli $\nu_c = \delta\nu_g$ (numărul de moli de gaze în CVC) și respectiv $\nu_v = (1 - \delta)\nu_g$ (numărul de moli de gaze în CVV).

Cu aceste notații ecuațiile (1.1) devin:

$$\begin{cases} dQ_c = dU_c + dQ_{w_c} + dQ_{d_c} - h\nu_g d\delta \\ dQ_v = dU_v + dQ_{w_v} + dQ_{d_v} + h\nu_g d\delta + A dL \end{cases} \tag{1.2}$$

Ecuațiile (1.2) se integrează în condiții diferite, în funcție de sensul de curgere. Această situație este sintetizată în tabelul 1.1.

Valoarea instantanee a variației fracțiunii δ poate fi astfel calculată cu relația:

$$d\delta = \frac{G_1}{\nu_g} d\theta. \tag{1.3}$$

Se consideră că variația căldurii specifice a gazelor se produce numai datorită modificării temperaturii. În această ipoteză, căldura specifică molară poate fi exprimată cu o eroare mai mică de 1% [9] printr-o relație de forma:

$$c_v = A + BT + CT^2 + DT^3 + ET^4 \tag{1.4}$$

Tabelul 1.1

$p_c > p_v$		$p_v > p_c$	
$r = \frac{p_v}{p_c}$; $r_{cr} = \left(\frac{2}{\varkappa_c + 1}\right)^{\frac{\varkappa_c}{\varkappa_c - 1}}$		$r = \frac{p_c}{p_v}$; $r_{cr} = \left(\frac{2}{\varkappa_v + 1}\right)^{\frac{\varkappa_v}{\varkappa_v - 1}}$	
$r \leqslant r_{cr}$	$r > r_{cr}$	$r \leqslant r_{cr}$	$r > r_{cr}$
$G_{cr_c} = -\eta A_0 p_c \sqrt{\frac{g\varkappa_c}{\Re T_c M}\left(\frac{2}{\varkappa_c + 1}\right)^{\frac{\varkappa_c+1}{\varkappa_c-1}}}$	$G_c = -\eta A_0 p_c \sqrt{\frac{2g\varkappa_c}{(\varkappa_c - 1)\Re T_c M}} \cdot \sqrt{r^{\frac{2}{\varkappa_c}} - r^{\frac{\varkappa_c+1}{\varkappa_c}}}$	$G_{cr_v} = \eta A_0 p_v \sqrt{\frac{g\varkappa_v}{\Re T_v M}\left(\frac{2}{\varkappa_v + 1}\right)^{\frac{\varkappa_v+1}{\varkappa_v-1}}}$	$G_v = \eta A_0 p_v \sqrt{\frac{2g\varkappa_v}{(\varkappa_v - 1)\Re T_v M}} \cdot \sqrt{r^{\frac{2}{\varkappa_v}} - r^{\frac{\varkappa_v+1}{\varkappa_v}}}$
$G_1 = \frac{G_{cr_c}}{6n}$; $G_2 = h_c$	$G_1 = \frac{G_c}{6n}$; $G_2 = h_c$	$G_1 = \frac{G_{cr_v}}{6n}$; $G_2 = h_v$	$G_1 = \frac{G_v}{6n}$; $G_2 = h_v$

Avînd în vedere ipoteza omogenității chimice, valorile constantelor A, B, C, și D rămîn neschimbate. Cu aceste notații energiile interne specifice ale gazelor din cele două compartimente ale camerei de ardere pot fi calculate cu relațiile :

$$\begin{cases} u_c = u_0 + A(T_c - T_0) + \frac{1}{2}B(T_c^2 - T_0^2) + \frac{1}{3}C(T_c^3 - T_0^3) + \\ \qquad + \frac{1}{4}D(T_c^4 - T_0^4) + \frac{1}{5}E(T_c^5 - T_0^5), \\ u = u_0 + A(T_v - T_0) + \frac{1}{2}B(T_v^2 - T_0^2) + \frac{1}{3}C(T_v^3 - T_0^3) + \\ \qquad + \frac{1}{4}D(T_v^4 - T_0^4) + \frac{1}{5}E(T_v^5 - T_0^5), \end{cases} \tag{1.5}$$

iar energiile interne totale se pot determina în funcție de cantitatea de gaze existentă în CVC și respectiv în CVV :

$$\begin{cases} U_c = \nu_c u_c = \delta \nu_g u_c, \\ U_v = \nu_v u_v = (1 - \delta)\nu_g u_v. \end{cases} \tag{1.6}$$

Derivînd relațiile (1.6) se obține expresia variației energiei interne în fiecare din cele două compartimente :

$$\begin{cases} dU_c = \nu_g u_c \, d\delta + \delta \nu_g (c_v)_c \, dT_c \\ dU_v = -\nu_g u_v \, d\delta + (1 - \delta)\nu_g (c_v)_v \, dT_v \end{cases} \tag{1.7}$$

Variația temperaturii în cele două compartimente se obține prin derivare, din ecuațiile de stare :

$$\begin{cases} dT_c = \frac{V_c}{\nu_g \mathcal{R}} \left[\frac{1}{\delta} dp_c - \frac{p_c}{\delta^2} d\delta \right] \\ dT_v = \frac{1}{\nu_g \mathcal{R}} \left[\frac{V_v}{1 - \delta} dp_v + \frac{p_v V_v}{(1 - \delta)^2} d\delta + \frac{p_v}{1 - \delta} dV_v \right] \end{cases} \tag{1.8}$$

Explicitînd aceste valori în ecuațiile (1.7) rezultă :

$$\begin{cases} dU_c = (C_1 G_1 + C_2) \, d\theta, \\ dU_v = (V_1 + V_2 G_1) \, d\theta, \end{cases} \tag{1.9}$$

unde s-a notat :

$$\begin{cases} C_1 = \nu_g u_c - \dfrac{p_c V_c}{\delta \mathcal{R}} (c_v)_c & V_1 = \dfrac{(c_v)_v}{\mathcal{R}} \left[p_v \left(\dfrac{dV_v}{d\theta} \right) + V_v \left(\dfrac{dp_v}{d\theta} \right) \right] \\ C_2 = \dfrac{V_c (c_v)_c}{\mathcal{R}} \left(\dfrac{ap_c}{d\theta} \right) & V_2 = \dfrac{(c_v)_v p_v V_v}{(1 - \delta) \mathcal{R}} - \nu_g u_v \end{cases} \tag{1.10}$$

Lucrul mecanic schimbat cu exteriorul în CVV se calculează cu expresia :

$$dL = A p_i dV_v = V_3 \, d\theta, \tag{1.11}$$

unde s-a notat :

$$V_3 = A p_v \frac{dV_v}{d\theta}, \tag{1.12}$$

iar variaţia volumului CVV este precizată în anexa 1.

Schimbul de căldură la perete se calculează separat pentru fiecare din cele două compartimente astfel :

$$\begin{cases} dQ_{w_c} = C_6 \, d\theta \\ dQ_{w_v} = V_6 \, d\theta \end{cases} \tag{1.13}$$

Evaluarea funcţiilor C_6 şi V_6 este discutată în anexa 2.

Avîndu-se în vedere particularităţile funcţionale ale motorului cu cameră de ardere divizată, temperatura gazelor în CVC atinge valori relativ ridicate, astfel încît chiar valoarea medie a temperaturii în acest compartiment reclamă, de multe ori, luarea în considerare a fenomenului de disociere la calculul legii de degajare a căldurii. Se consideră ca limită a temperaturii, de la care disocierea începe să prezinte interes, valoarea de 2 000°K.

Întrucît variaţia numărului de moli prin disociere este practic neînsemnată, disocierea este considerată numai sub aspect energetic, prin cantităţile de căldură reţinute, respectiv eliberate de produsele disociate. Cantităţile de căldură controlate de disociere prezintă importanţă în calcule numai pentru echilibrele [3] :

$$\begin{cases} CO_2 \rightleftharpoons CO + \dfrac{1}{2} O_2 \\ H_2O \rightleftharpoons OH + \dfrac{1}{2} H_2 \end{cases} \tag{1.14}$$

În aceste condiţii termenul din ecuaţiile de bilanţ energetic, care exprimă variaţia cantităţilor de căldură controlate de disociere, capătă forma :

$$dQ_d = Q^{CO} \, d\nu_{ga}^{CO} + Q^{OH} \, d\nu_{ga}^{OH} \tag{1.15}$$

unde variația numărului de moli de CO, respectiv OH, produși prin disocierea gazelor arse, se exprimă prin relațiile :

$$\begin{cases} d\nu_{ga}^{CO} = \dfrac{\Delta\nu_{ga}^{CO}}{\Delta\theta}\, d\theta \\ d\nu_{ga}^{OH} = \dfrac{\Delta\nu_{ga}^{OH}}{\Delta\theta}\, d\theta \end{cases} \tag{1.16}$$

Particularizînd relația (1.15) cu notațiile (1.16) pentru cele două compartimente, rezultă :

$$\begin{cases} dQ_{d_c} = C_7\, d\theta, \\ dQ_{d_v} = V_7\, d\theta, \end{cases} \tag{1.17}$$

unde funcțiile C_7 și V_7 au următoarele expresii :

$$\begin{cases} C_7 = Q_c^{CO}\, \dfrac{\Delta\nu_c^{CO}}{\Delta\theta} + Q_c^{OH}\, \dfrac{\Delta\nu_c^{OH}}{\Delta\theta} \\ V_7 = Q_v^{CO}\, \dfrac{\Delta\nu_v^{CO}}{\Delta\theta} + Q_v^{OH}\, \dfrac{\Delta\nu_c^{OH}}{\Delta\theta} \end{cases} \tag{1.18}$$

În limitele ipotezei admise, de omogenitate chimică a gazelor (avînd compoziția corespunzătoare gazelor arse) trebuie făcută distincția între fracțiunea de gaze care disociază (gaze arse propriuzise) și fracțiunea corespunzătoare încărcăturii proaspete. Pentru a stabili la un moment dat, numărul de moli de produși disociați în cele două compartimente ale camerei de ardere, trebuie precizate în fiecare moment cantitățile de gaze arse prezente în CVC și CVV.

Fie β fracțiunea de gaze arse din CVC astfel ca numărul de moli de gaze arse în CVC să se poată exprima la un moment dat (θ) ca : $(\nu_{ga})_c^{\theta} = \beta\nu_g$, iar ρ, fracțiunea de gaze arse din CVV, astfel ca numărul de moli de gaze arse în CVV să se poată exprima la același moment (θ) ca $(\nu_{ga})_v^{\theta} = \rho\,\nu_g$. Numărul total de moli de gaze arse pe ciclu la momentul θ este deci :

$$(\nu_{ga})^{\theta} = (\nu_{ga})_c^{\theta} + (\nu_{ga})_v^{\theta} = (\beta + \rho)\nu_g . \tag{1.19}$$

Cantitatea totală de căldură degajată teoretic în procesul de ardere este precizată de produsul dintre cantitatea de combustibil injectată pe ciclu și puterea calorică inferioară a combustibilului. Din cantitatea totală

de căldură, în CVC se va degaja o fracţiune ζ, iar în CVV o fracţiune ξ. Variaţia elementară în cele două compartimente va fi :

$$\begin{cases} dQ_c = G_i Q_i d\zeta \\ dQ_v = G_i Q_i d\xi \end{cases} \tag{1.20}$$

Conform notaţiilor definite în explicitarea termenilor ce intervin în relaţiile (1.2), acestea se pot scrie în forma :

$$\begin{cases} \dfrac{d\zeta}{d\theta} = \dfrac{1}{G_i Q_i}\left(\dfrac{G_1}{\nu_g} C_1 + C_2 + C_6 + C_7 + G_1 G_2\right) \\ \dfrac{d\xi}{dQ} = \dfrac{1}{G_i Q_i}\left(V_1 + V_2 \dfrac{G_1}{\nu_g} + V_3 + V_6 + V_7 - G_1 G_2\right) \end{cases} \tag{1.21}$$

Ţinînd seama de cantitatea de combustibil arsă pînă la un moment dat θ, numărul total de moli de gaze arse pe ciclu se poate exprima şi în forma :

$$(\nu_{ga})^{\theta} = (\zeta + \xi)\, \nu_g \tag{1.22}$$

Din relaţiile (1.19) şi (1.22) rezultă condiţia :

$$\zeta + \xi = \beta + \rho \tag{1.23}$$

Variaţia cantităţii de gaze arse dintr-un compartiment, la un moment dat, este precizată de variaţia prin ardere a cantităţii de combustibil la care se adună sau se scade, în funcţie de sensul curgerii, variaţia cantităţii de gaze arse datorită transferului de substanţă între cele două compartimente. Gazele care trec din CVC în CVV conţin, prin ipoteză, gaze arse în proporţia β/δ, în timp ce gazele care trec din CVV în CVC conţin gaze arse în proporţia $\rho/(1-\delta)$. Deci, variaţia concentraţiei de gaze arse în cele două compartimente se poate exprima prin relaţiile :

$$\begin{cases} \dfrac{d\beta}{d\theta} = \dfrac{d\zeta}{d\theta} + \dfrac{1}{2}\dfrac{\beta}{\delta}\left[\dfrac{d\delta}{d\theta} - \left|\dfrac{d\delta}{d\theta}\right|\right] + \dfrac{\rho}{2(1-\delta)}\left[\dfrac{d\delta}{d\theta} + \left|\dfrac{d\delta}{d\theta}\right|\right] \\ \dfrac{d\rho}{dQ} = \dfrac{d\xi}{d\theta} - \dfrac{1}{2}\dfrac{\beta}{\delta}\left[\dfrac{d\delta}{d\theta} - \left|\dfrac{d\delta}{d\theta}\right|\right] - \dfrac{\rho}{2(1-\delta)}\left[\dfrac{d\delta}{d\theta} + \left|\dfrac{d\delta}{d\theta}\right|\right] \end{cases} \tag{1.24}$$

Rezultă astfel sistemul de ecuații diferențiale, prin integrarea căruia se pot determina legile de degajare a căldurii în cele două compartimente :

$$\begin{cases} \dfrac{d\zeta}{d\theta} = \Gamma(\theta, \delta) + \dfrac{1}{G_i Q_i} C_7(\theta, \delta, \beta, \rho) \\ \dfrac{d\xi}{d\theta} = \Omega(\theta, \delta) + \dfrac{1}{G_i Q_i} V_7(\theta, \delta, \beta, \rho) \\ \dfrac{d\beta}{d\theta} = \dfrac{d\zeta}{d\theta} + F(\theta, \delta, \beta, \rho) \\ \dfrac{d\rho}{d\theta} = \dfrac{d\xi}{d\theta} - F(\theta, \delta, \beta, \rho) \end{cases} \tag{1.25}$$

căruia i se asociază ecuația diferențială (1.3). În relațiile de mai sus s-au definit funcțiile :

$$\begin{cases} \Gamma(\delta, \theta) = \dfrac{1}{G_i Q_i}\left(\dfrac{G_1}{\nu_g} C_1 + C_2 + C_6 + G_1 G_2\right) \\ \Omega(\theta, \delta) = \dfrac{1}{G_i Q_i}\left(V_1 + V_2 \dfrac{G_1}{\nu_g} + V_3 + V_6 - G_1 G_2\right) \\ F(\theta, \delta, \beta, \rho) = \dfrac{1}{2}\dfrac{\beta}{\delta}\left[\dfrac{d\delta}{d\theta} - \left|\dfrac{d\delta}{d\theta}\right|\right] + \dfrac{\rho}{2(1-\delta)}\left[\dfrac{d\delta}{d\theta} + \left|\dfrac{d\delta}{a\theta}\right|\right] \end{cases} \tag{1.26}$$

Ecuația diferențială (1.3) fiind independentă de sistemul (1.25) se poate integra separat, determinînd în fiecare moment cantitățile de substanță în cele două compartimente. În acest scop ea se scrie sub formă de diferențe finite și se integrează conform unei tehnici Runge-Kutta de ordinul II [4].

În ceea ce privește sistemul (1.25) trebuie arătat că cele 4 ecuații diferențiale care îl formează nu sînt independente, mărimile ζ, ξ, β, ρ fiind legate între ele prin relația (1.23). Se poate elimina deci din sistem una din ecuațiile corespunzătoare variabilelor β sau ρ. În cele ce urmează se prezintă rezolvarea numerică a sistemului în varianta eliminării ecuației diferențiale corespunzătoare variabilei β.

Sistemul se exprimă sub formă de diferențe finite și fiecare ecuație în parte se integrează conform aceleeași tehnici Runge-Kutta de ordinul II. Rezultatele astfel obținute constituie prima aproximată a soluției sistemului de ecuații algebrice în care se transformă sistemul de ecuații diferențiale atunci cînd i se aplică o tehnică de integrare numerică.

Această primă soluție este îmbunătățită în continuare prin introducerea noilor valori în sistem și calcularea unei a doua aproximate a soluției. Procesul iterativ continuă pînă cînd diferențele care se obțin

între două soluţii succesive sînt mai mici decît o eroare maximă admisă, ε, apreciată în cazul de faţă la 1 %.

Pentru abordarea rezolvării numerice a problemei este necesar să se cunoască diagramele de variaţie a presiunii în cele două compartimente, precum şi cantităţile de gaze prezente în fiecare compartiment în momentul de declanşare a calculului.

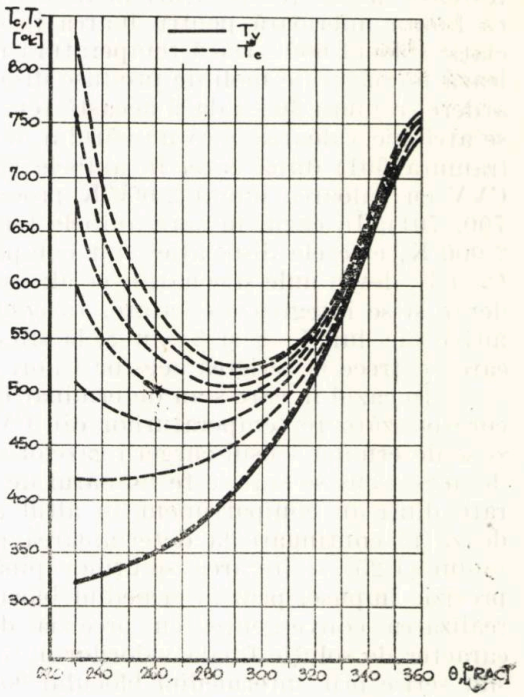


Fig. 1.2.

Diagramele de variaţie a presiunii se obţin direct prin ridicare pe motor. În ceea ce priveşte determinarea stării iniţiale a gazelor în cele două compartimente mai este necesară o ipoteză suplimentară. O ipoteză plauzibilă în acest sens este aceea că în momentul de început al injecţiei, moment în care se declanşează şi calculul de determinare a legii de degajare a căldurii, temperatura gazelor în cele două compartimente este egală. Verificarea acestei ipoteze s-a realizat prin calculul unor cicluri fără ardere, considerîndu-se diverse valori pentru temperatura gazelor din CVC la începutul procesului de comprimare. Rezultatele obţinute sînt prezentate în figura 1.2. Se observă că prin adoptarea ipotezei menţionate eroarea maximă introdusă în aprecierea temperaturii unui compartiment nu poate depăşi 3 %.

Calculul este programat spre a fi efectuat pe un calculator numeric. În figura 1.3 se prezintă schema logică de organizare a programului de de calcul.

Pentru început se furnizează datele iniţiale ale problemei, (diagramele de presiune, caracteristicile dimensionale şi funcţionale ale motorului, starea gazelor în momentul de declanşare al calculului). Cu aceste valori se intră în blocul 100 şi se calculează căldurile specifice şi energiile interne cu ajutorul cărora se determină valorile funcţiilor C_1, C_2, C_6 şi V_1, V_2, V_3 şi V_6. În continuare, blocul 200 stabileşte sensul de curgere a gazelor între cele două compartimente ale camerei de ardere, iar blocul următor (300) determină regimul de curgere şi calculează funcţia G_1. Valorile funcţiilor δ, Γ, Ω, şi F sînt calculate acum în blocul 400. Se testează valoarea funcţiei de control SW, care precizează dacă intervalul de calcul este parcurs pentru prima sau a doua oară. În cazul primei treceri se intră în ramura 501, valorile calculate sînt reţinute şi se efectuează deplasarea la celălalt capăt al intervalului reintrîndu-se în blocul 100 şi efectuîndu-se aceeaşi suită de calcule pentru stabilirea primei

aproximate a valorilor funcţiilor respective la sfîrşitul intervalului de integrare. Revenind în blocul 500 pentru a doua oară se trece pe ramura 502 şi se calculează valorile medii pe interval ale funcţiilor G_1, δ, Γ,Ω,F şi temperaturile în cele două compartimente la sfîrşitul intervalului. Se testează aceste temperaturi în raport cu temperatura de 2 000°K aleasă ca limită inferioară pentru luarea în considerare a fenomenului de disociaţie (blocul 600). Dacă temperatura în CVC depăşeşte 2 000°K se calculează numărul de moli de produse disociate pentru compoziţia gazelor de ardere (ramura 602); dacă această temperatură este inferioară lui 2 000°K se atribuie valoarea zero numărului de moli de produse disociate în CVC (ramura 601) după care, în ambele situaţii, se compară temperatura în CVV cu valoarea limită 2 000°K procedîndu-se în mod analog (ramurile 700, 701). În cazul în care ambele temperaturi sînt inferioare valorii de 2 000°K, efectele disociaţiei sînt complet neglijate. În acest caz funcţiile C_7 şi V_7 devin nule şi ecuaţiile ce alcătuiesc sistemul (1.25) devin independente şi se integrează ca atare. În consecinţă se pot calcula valorile definitive ale lui ζ, ξ şi β sau ρ, la sfîrşitul intervalului (blocul 702) după care se trece la scrierea acestor valori (blocul 900).

În cazul în care s-au determinat însă cantităţi de substanţe disociate corespunzătoare temperaturilor din CVC şi CVV se intră pe ramura 703 şi se determină sensul curgerii gazelor în intervalul considerat; în funcţie de acest sens se stabileşte numărul de moli de produse disociate transferate dintr-un compartiment în altul (ramurile 704 sau 705). Se procedează în continuare la determinarea primei aproximate a soluţiei sistemului (1.25) şi iterarea soluţiilor pînă ce sînt satisfăcute condiţiile de precizie impuse, prin intermediul blocurilor de testare 801 la 803. După realizarea convergenţei cu precizia dorită, pe ramura 804 se atribuie caracter de soluţie finală valorilor obţinute în ultima iteraţie, valori care sînt scrise prin intermediul blocului 900. Este prevăzut şi un contor de iteraţii, astfel încît dacă nu se realizează convergenţa soluţiei în M iteraţii pe ramura 809 programul se întrerupe după ce comunică în prealabil această situaţie.

După scrierea rezultatelor obţinute pe intervalul respectiv se testează parcurgerea tuturor intervalelor de calcul (blocul 901). Dacă se continuă calculele se revine la blocul 100 şi se reia înreaga suită de operaţii descrise pînă în prezent. Dacă s-a încheiat calculul se declanşează pe ramura 902 stoparea programului.

În cazul în care nu se doreşte luarea în consideraţie a fenomenului de disociaţie, programul se simplifică mult. În acest caz sistemul de ecuaţii (1.25) se reduce la două ecuaţii independente. Funcţiile F,β şi ρ nu mai prezintă interes pentru calcul şi în schema logică tot fluxul legat de blocul 600 dispare, ramura 502 racordîndu-se direct la blocul 702.

SIMBOLURI ŞI NOTAŢII UTILIZATE

A — echivalentul termic al lucrului mecanic
c_v — căldura specifică molară la volum constant
D — diametrul cilindrului
F — suprafaţa de schimb de căldură

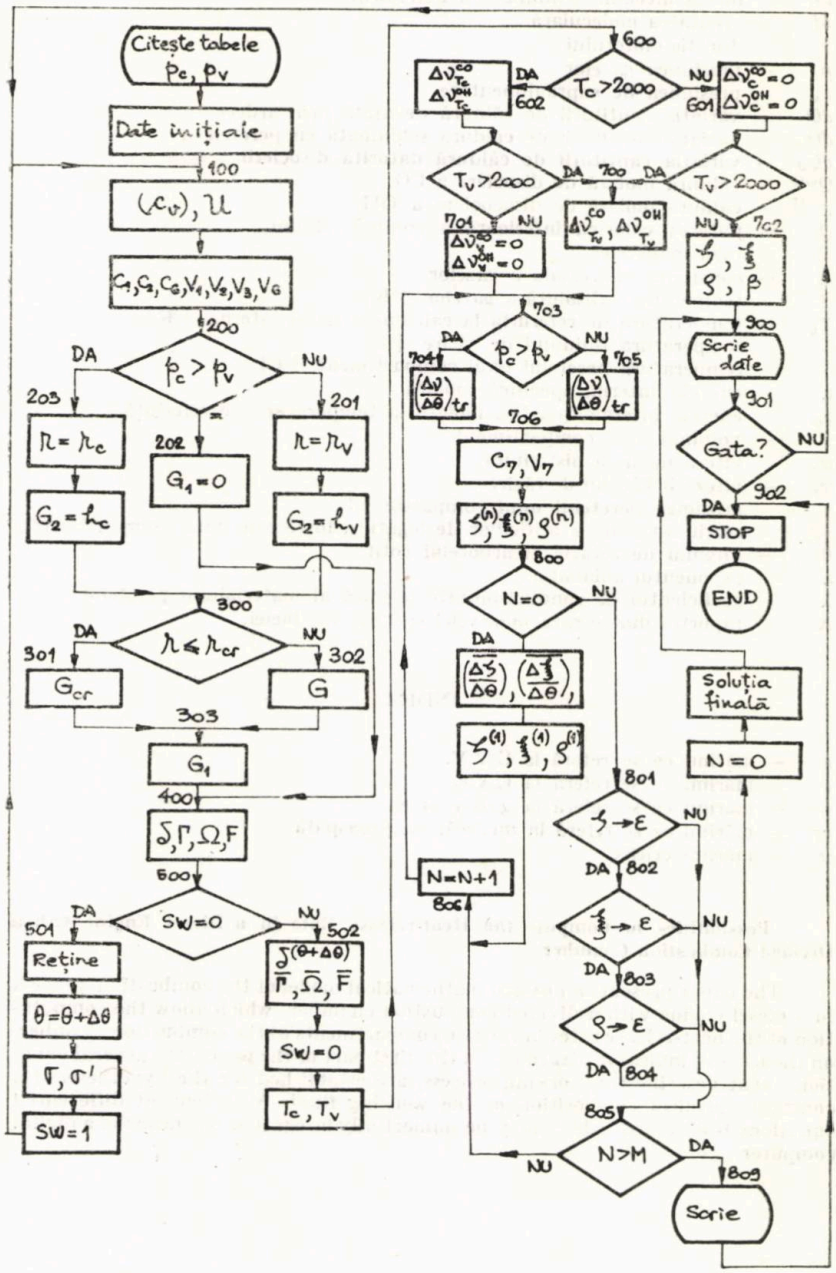

Citește tabele
Date inițiale
100
200
DA
NU
203
201
202
300
301
302
303
400
500
501
502
Reține
SW=0
SW=1
600
601
602
700
701
703
704
705
706
800
801
802
803
804
805
806
900
901
902
STOP
END
Scrie date
Gata?
Soluția finală
N=0
N=N+1
N>M
Scrie

Fig. 1.3.

G_i — cantitatea de combustibil injectată pe ciclu
h — entalpia specifică molară
L — lucrul mecanic schimbat cu exteriorul
M — greutatea moleculară
n — turația motorului
p — presiunea gazelor
p_s — presiunea de supraalimentare
dQ — variația cantității de căldură degajată prin ardere
dQ_w — variația cantității de căldură schimbată cu peretele
dQ_d — variația cantității de căldură datorită disocierii
Q^{CO} — căldura molară de disociere a CO
Q^{OH} — căldura molară de disocociere a OH
Q_i — puterea calorică inferioară a combustibilului
R — raza manivelei
$\mathfrak{R}$ — constanta universală a gazelor
T — temperatura absolută a gazelor, [°K]
T_0 — temperatura de referință la calculul energiei interne, [°K]
t_r — temperatura fluidului de răcire, [°C]
t — temperatura peretelui unui compartiment, [°C]
u — energia internă specifică molară
u_0 — energia internă specifică molară la temperatura de referință
V — volumul unui compartiment
w_p — viteza medie a pistonului
w_r — viteza lichidului de răcire
a — grosimea peretelui unui compartiment
ηA_0 — secțiunea reală a orificiilor de legătură între cele două compartimente
θ — unghiul de rotație al arborelui cotit
$\varkappa$ — exponentul adiabatic
λ — coeficientul de conductibilitate termică al materialului peretelui
Λ — raportul dintre raza manivelei și lungimea bielei.

INDICI

v — mărimi ce se referă la C·V.V.
c — mărimi ce se referă la C.V.C.
ga — mărimi ce se referă la gazele arse
pr — mărimi ce se referă la încărcătura proaspătă
cr — mărimi critice.

Possibilities to Compute the Heat-release Rate in a Diesel Engine with a Divided Combustion Chamber

The paper presents a physico-mathematical model of the combustion process in a diesel engine with a divided combustion chamber, which allow the computation of the heat-release rates in the two compartments of the combustion chamber, on the basis of indicator diagrams. In this first part of the paper, the general equations, that describe the working process, are established for the hypothesis of a constant chemical composition of the working fluid. A system of differential equations is obtained, which may be numerically integrated by means of a digital computer.

BULETINUL INSTITUTULUI POLITEHNIC „GHEORGHE GHEORGHIU-DEJ"
BUCUREŞTI
SERIA MECANICĂ
Tomul XL — 1978, Numărul 1

MECANICĂ AGRICOLĂ

C.Z.: 631.6

REZULTATE EXPERIMENTALE ASUPRA STUDIULUI PROCESELOR LEGATE DE DESCHIDEREA BRAZDELOR DE UDARE ÎN VEDEREA MĂRIRII RANDAMENTULUI APLICĂRII IRIGAŢIEI PRIN SCURGERE LA SUPRAFAŢĂ

V. BUZILĂ, I. NICOLAESCU*

În lucrare se prezintă unele încercări experimentale cu scopul de a se determina indicii calitativi şi cantitativi care caracterizează procesul de deschidere a brazdelor de udare în vederea aplicării udărilor prin scurgere la suprafaţă.

Rezultatele experimentale obţinute, pun în evidenţă necesitatea modelării suplimentare a secţiunii brazdelor de udare în vederea ridicării randamentului aplicării udărilor precum şi a eficienţei economice în general.

Introducere

Experienţa practică şi literatura de specialitate [1, 2, 3] demonstrează că aplicarea irigaţiilor prin scurgere la suprafaţă este eficientă în anumite condiţii de sol, pantă şi cultură.

Studiile şi cercetările care au ca scop îmbunătăţirea indicilor calitativi ai acestei metode de irigaţie capătă o importanţă tot mai mare, fiind de reală utilitate, mai ales pentru condiţiile ţării noastre unde urmează a se iriga prin scurgere la suprafaţă 60 % din suprafaţa arabilă.

Pentru aplicarea irigaţiei prin scurgere la suprafaţă (în special prin brazde), fenomenul de scurgere a apei este caracterizat şi influenţat de următorii factori:

a) debitul de udare;
b) panta longitudinală;
c) umiditatea solului;
d) forma şi rugozitatea secţiunii de scurgere (brazdă);
e) funcţia de avans a apei;
f) funcţia de infiltraţie;
g) funcţia de retragere;

Manuscris predat redacţiei la data de 24 mai 1977

* Asistent ing. la Cat. de Geometrie descriptivă şi desen tehnic; Cercetător ing. la Inst. Cercetări Îmbunătăţiri Funciare, Bucureşti.

h) eroziunea și transportul particulelor erodate. Toți acești factori se găsesc într-un raport complex de interdependență, dar factorii care guvernează fenomenul de scurgere sînt :

— debitul de udare ;
— panta longitudinală ;
— umiditatea ;
— forma și rugozitatea secțiunii de scurgere.

Din acești factori, primii trei au un caracter determinat în regim static (se pot identifica prin măsurători directe, înaintea operațiunilor de distribuție a apei). Cel de-al patrulea element se poate considera variabil cel puțin funcție de : calitatea solului rezultată în urma lucrării anterioare operației de deschidere a brazdelor, viteza de lucru, tipul organului de lucrat solul, reglajele corespunzătoare ș.a.

De altfel această cerință impusă de forma și rugozitatea secțiunii de scurgere este legată de însăși operația de amenajare a terenului agricol în vederea aplicării irigației prin scurgere la suprafață.

Pe plan mondial sînt semnalate preocupări în vederea elaborării de tehnologii, echipamente și mașini adecvate acestei cerințe și se constată tendința combinării acestei lucrări specifice de amenajare cu alte lucrări agricole de pregătire a solului.

În țara noastră problema amenajării terenului agricol pentru irigația prin scurgere la suprafață este rezolvată în legumicultură și parțial în cultura plantelor prășitoare, viticultură și pomicultură, dar nu există o fundamentare științifică a alegerii tehnologiilor și proiectării echipamentelor destinate acestui scop.

Pornind de la ideea că lucrarea de amenajare a terenului în vederea aplicării udărilor prin scurgere la suprafață, face parte în categoria lucrărilor de prelucrare-pregătire a stratului superficial al solului și deoarece la noi în țară nu s-a studiat acest aspect al practicii agricole, s-au inițiat cercetări în vederea analizei procesului de lucrat solul cu organe de lucru existente în dotarea unităților agricole, pentru determinarea factorilor energetici și calitativi de lucru.

1. Experimentări inițiale privind necesitatea modelării brazdelor

Pentru scoaterea în evidență a importanței pe care o are forma și rugozitatea secțiunii de scurgere a apei au fost inițiate încercări experimentale [4], [5] în condiții de poligon-producție în Dobrogea, pe un sol cernoziom castaniu slab carbonatic cu textură lutoasă spre luto-argiloasă. Proprietățile fizice ale acestui sol sînt prezentate în tabelul 1.

Tabelul 1

Argilă fizică (0,10 mm) (%)	Greutate volumetrică (t/m³)	Capacitate de cîmp pentru apă (c.c.) (%)	Coeficient de ofilire (c.o.) (%)	Infiltrație în regim static (%)
44,0—50,0	1,34	22,9	11,5	35

În mod curent, în practica agricolă brazdele se deschid înaintea fiecărei udări, cu organe de lucru de tipul rariței prinse pe cadrul-suport al cultivatorului CPU-4,2 montate la distanțe egale cu distanțele corespunzătoare dintre brazdele de udare.

1.1. *Variante experimentale*

Studiile și cercetările efectuate au avut drept scop realizarea unor secțiuni de scurgere a apei cu rugozitate cît mai mică, finisarea (modelarea) acestora și compararea calitativă cu cele ale brazdelor obținute obișnuit în producție.

Dintre variantele luate în studiu comparativ, cele care au dat rezultatele cele mai concludente au fost notate astfel :

Varianta M1 (martor 1) : brazde de udare deschise cu echipamentu din producție.

Varianta V1 : deschiderea brazdelor de udare cu echipamentul din producție la care s-au atașat elemente de tasare-modelare a secțiunii brazdelor, de forma unor tamburi, cu posibilitatea rulării pe fundul brazdei.

Varianta V2 : s-a folosit același echipament, dar elementele de tasare-modelare au fost de formă cilindrică aplatizată, care lucrează prin tîrîre în secțiunea brazdei de udare.

Varianta M2 : s-a realizat la fel ca varianta M.1 și a servit pentru compararea cu varianta V2.

Forma modelatoarelor folosite la experimentări sînt indicate în (fig. 1 și 2).

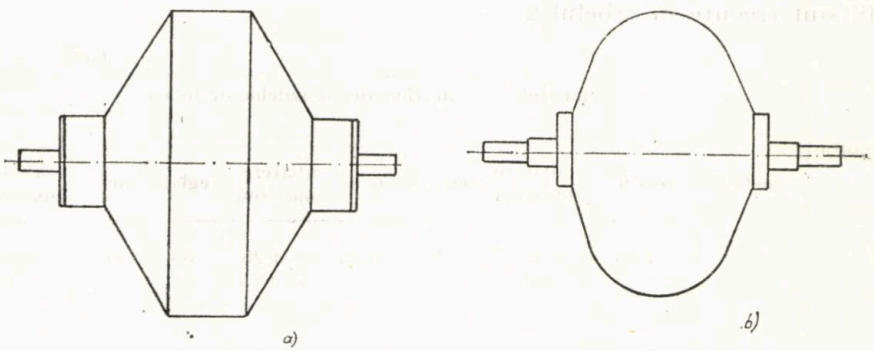


Fig. 1. Modelatoare metalice tip tambur.
a — confecție din tablă ;
b — turnate din fontă.

Experimentările acestor variante s-au efectuat la o plantație viticolă.

Pe intervalele dintre rîndurile de viță de vie s-au deschis cîte două brazde de udare, pentru fiecare variantă folosindu-se cîte 4 intervale, cu distanță de protecție între variante de cîte 2 intervale.

Experimentările s-au făcut pe o suprafață avînd panta i = 1,10% cu o uniformitate a pantei de 60%, la același plafon de umiditate w = = 18,05%.

Cercetarea a urmărit atît indicii calitativi ai operației de deschis brazdele, cît și indicii calitativi ai irigației pe brazde.

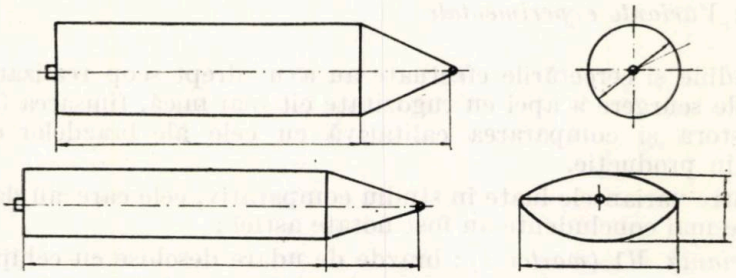


Fig. 2 Modelatoare cilindrice — alungite.

1.2. *Indicii calitativi de lucru și variantele studiate*

1.2.1. Calitatea brazdelor de udare

Adîncimea de lucru a organelor de deschis brazde de udare s-a reglat la cota a = 15 cm. S-a preconizat ca secțiunea transversală a brazdelor de udare să fie parabolică sau trapezoidală, la care s-au notat, în cazul secțiunii trapezoidale :

a = adîncimea

b = lățimea la partea inferioară (fundul brazdei)

c = lățimea la partea superioară (coronament)

În urma măsurătorilor efectuate în diferite puncte în lungul brazdelor, s-au notat valorile efective ale acestor dimensiuni, iar valorile medii sînt trecute în tabelul 2.

Tabelul 2 (cm)

Varianta	Elementele geoemetrice ale brazdelor de udare								
	a			*b*			*c*		
	reglată	medie	abatere maximă	reglată	medie	abatere maximă	reglată	medie	abat. maximă
M 1	15	13,6	+2,25 −1,40	8	5,35	+1,25 −0,85	55	51,8	+3,61 −0,62
V 1	15	14,7	+1,0 −1,71	13	11,3	+1,40 −1,51	55	53,2	+2,75 −0,80
M 2	15	13,9	+2,1 −1,3	8	6,4	+1,82 −0,97	50	50,3	+2,15 −0,15
V 2	15	14,3	+1,05 −0,34	—	—	—	50	50,1	+2,72 −0,26

Se observă că prin folosirea modelatoarelor tasatoare de brazdă, se realizează adîncimi mai apropiate de valoarea adîncimii reglate. Profilul mediu realizat de variantele cu modelare se apropie mai bine de profilul ideal, reglat (fig. 3).

Gradul de mărunțire realizat și stabilit în baza distribuției pe dimensiuni a particulelor de sol din secțiunea brazdei sînt trecute în tabelul 3, iar valorile exprimate procentual, considerînd particule cu dimensiunea de pînă la 10 cm, sînt înscrise în tabelul 4.

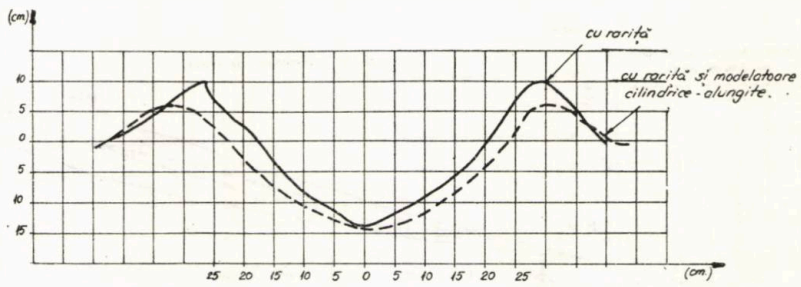


Fig. 3 Profilul mediu realizat al brazdei de udare.

Tabelul 3

Varianta	Pres. pe sol exercitată de modelator (daN/cm²)	Număr total de particule măsurate (buc)	din care (cm)				
			sub 5	5...10	11...15	16...20	peste 20
			nr %	nr %	nr %	nr %	nr %
M 1	—	562	149 26,3	75 15,3	68 10,2	200 35,8	70 12,4
V 1	1,6	643	408 63,5	78 12,1	91 14,2	48 7,4	18 2,9
M 2	—	719	164 23	134 18,6	220 30,4	119 16,6	82 11,4
V 2	0,015	1000	728 72,8	179 17,9	60 6	24 2,4	9 0,9

Tabelul 4

Varianta	Număr total particule măsurate (buc)	număr total de particule cu dimensiunea convențională (pînă la 10 cm)	Gradul de mărunțire (%)
M 1	562	224	39,6
V 1	643	486	73,8
M 2	719	298	41,6
V 2	1000	907	90,7

La măsurarea particulelor de pămînt s-a considerat dimensiunea după lungime ca avînd valoarea maximă și care influențează cel mai mult volumul particulei.

1.2.2. Indicii calitativi ai udărilor pe brazdele realizate

Punerea în evidență a diferențelor care există între calitatea brazdelor realizate în cele 4 variante studiate, s-a făcut prin probele cu apă (aplicarea efectivă a irigației pe brazde). Valorile elementelor tehnice

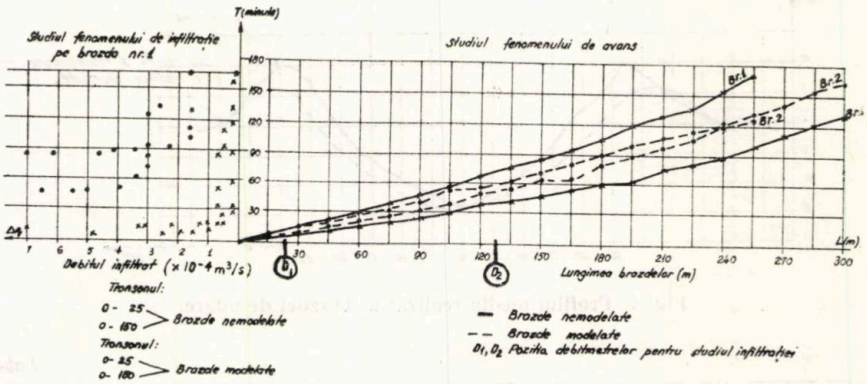


Fig. 4 Caracteristicile fenomenelor de avans și infiltrații (varianta M 1 și varianta V 1)

ale udării în condițiile poligon-producție sînt înscrise în graficele din (fig. 4 și 5), în care sînt studiate atît fenomenul de avans cît și de infiltrație a apei.

Debitmetria pentru fenomenul de infiltrație s-a făcut cu ajutorul unor debitmetre de brazdă tip Parshall, dispuse în brazdele de udare (punctele D_1 și D_2 din grafice) astfel încît să realizeze două tronsoane: unul pe o lungime a brazdei de 25 m, iar celălalt la distanța de 125 m față de primul.

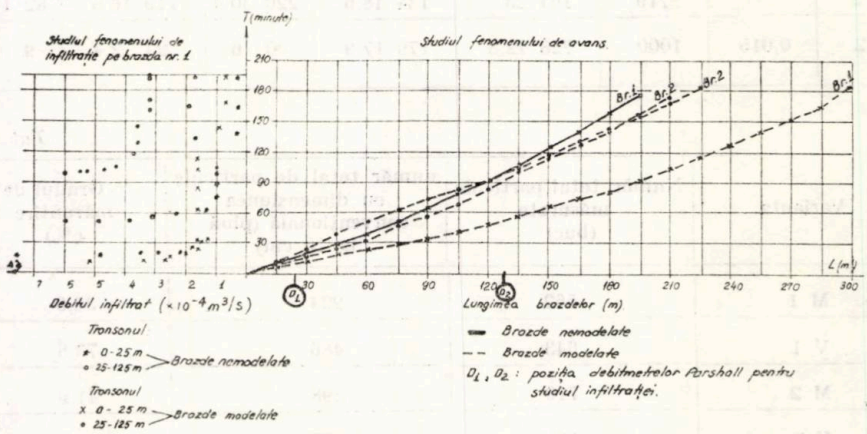


Fig. 5 Caracteristicile fenomenelor de avans și infiltrație (varianta M 2 și varianta V 2).

Studiul fenomenului de avans s-a făcut prin jalonarea lungimii brazdelor cu marcatoare la intervale de 15 m și prin cronometrarea timpului de înaintare a frontului de apă între aceste marcatoare.

Debitul de apă distribuit fiecărei brazde, conform pantei longitudinale a fost $q = 6 \cdot 10^{-4} m^3/s$, asigurat prin dispozitive de nivel constant, amplasate în capătul amonte al brazdelor de udare.

Norma de udare aplicată a fost de 720 m^3/ha.

Analizînd rezultatele experimentale ale utilizării modelării secțiunii comparativ cu brazdele nemodelate, se constată următoarele :

1) Fenomenul de avans a apei pe brazdele cu secțiune modelată este îmbunătățit mult în raport cu brazdele nemodelate, care au rugozitatea mai mare. Acest lucru se explică prin efectul de mărunțire suplimentară (a particulelor de sol din brazdă) de către elementele de modelare și chiar prin eliminarea, evacuarea, acestor particule din secțiune.

2) Fenomenul de infiltrație a apei se prezintă în mod diferit la variantele cu modelare și anume :

— la varianta V 2 se constată (contrar așteptărilor) o majorare a vitezei de infiltrație în zona stabilizată de scurgere (tronsonul 0...25 m respectiv 25...125 m), în timp ce la varianta V 1 fenomenul este invers, în sensul că tinde să scadă.

Acest fapt se explică prin modul diferit de lucru al celor două tipuri de modelatoare și anume : la modelatoarele tip tambur, reducerea rugozității brazdelor se face prin sfărîmarea și tasarea particulelor de sol care se revarsă în urma rariției : la modelatoarele cilindrice-alungite, care lucrează pe o suprafață de contact mai mare în secțiunea brazdei și eliminarea totodată a particulelor de sol din secțiunea care este o expresie a reducerii rugozității, dar în același timp se înlătură fenomenul de absorbție al apei de particulele care ar exista în secțiune și care are drept consecință o continuitate și uniformitate a fenomenelor studiate.

La modelarea cu modelatoarele tip tambur, sfărîmarea și tasarea particulelor de sol reduc infiltrația, fenomen nedorit pe solurile din categoria acelora unde s-au efectuat experimentările.

— În urma efectuării udărilor, secțiunea finală a brazdelor de udare, indiferent de forma inițială, tinde spre un profil parabolic.

Prin analiza datelor experimentale rezultă că prin modelarea secțiunii, se poate obține o lungime de brazdă udată cu cel puțin 15—20% mai mare decît în cazul brazdelor nemodelate, folosite în mod obișnuit în practica agricolă.

1.3. *Aspecte tehnico-economice ale modelării secțiunii brazdelor de udare*

În urma rezultatelor experimentale obținute cu variantele luate în studiu comparativ, s-a obținut o productivitate a lucrării de deschis brazde și modelare a acestora (dintr-o singură trecere) cu cca 0,1 ha/h mai mică decît la lucrarea obișnuită de deschis brazde de udare. Aceasta se poate exprima printr-o suplimentare a cheltuielilor de producție cu cca 2,1 lei/ha amenajat, dar această suplimentare este complet anulată de mărirea productivității lucrării de udare cu cca 15—20 %. În același

timp, majorarea lungimii brazdelor de udare simplifică rețeaua fixă de distribuție a apei, ceea ce se poate exprima printr-o reducere a prețului de cost al amenajării suprafețelor respective. Toate aceste îmbunătățiri produc și economia de apă și de energie electrică (consumată la stația de pompare).

Concluzii

În urma experimentărilor efectuate cu echipamentele pentru deschis brazde de udare își modelarea lor, rezultă următoarele concluzii :

a) prin asigurarea unei modelări suplimentare a brazdelor de udare, fenomenul de avans a apei este mult îmbunătățit, astfel încît s-au obținut parcursuri de brazde de udare cu peste 15—20% mai mari comparativ cu brazdele nemodelate, ca urmare a reducerii rugozității secțiunii ;

b) secțiunea ideală a brazdei de udare este cea parabolică, asigurată printr-o operație suplimentară de fărîmițare a solului (din dreptul brazdei) la particule cu dimensiunea mai mică de 10 cm care apoi să fie evacuate din secțiune utilă a brazdei de udare cu ajutorul organului de rariță.

Ținînd seama de rezultatele obținute se poate considera ca oportună crearea de echipamente și tehnologii specifice acestui tip de amenajare, pentru a se asigura aplicarea corectă a regimului de irigații precum și ridicarea eficienței economice în general.

BIBLIOGRAFIE

1. — *M. Delloye, H. Rebour*, L'irrigation en grande culture. Ed. La Maison Rustique, Paris, 1958
2. — *I. Nicolaescu*, Contribuții la stabilirea elementelor tehnice ale udării pe brazde lungi. Analele ICIFP, București, 1969
3. — * * * , Conservation Irrigation in Humid Areas. Agriculture Handbook, U.S.D.A. 1967
4. — *I. Nicolaescu, V. Buzilă*, Modelarea terenului în vederea aplicării udărilor prin scurgere la suprafață Referat I.C.I.F. București, 1975
5. — *V. Buzilă*, Studii și cercetări asupra echipamentelor de modelare a terenului în vederea aplicării irigației prin scurgere la suprafață. Referat I. P. București, 1975

Experimental Results Concerning the Furrow Opening Process in Order to Increase the Productivity of Furrow Irrigation Systems

The paper presents experimental trials made in order to determine the parameters that define the furrow opening process.

The experimental results show that in special conditions of maisture contents and soil compaction a beforehand processing by supplimentary action device is necessary.

BULETINUL INSTITUTULUI POLITEHNIC „GHEORGHE GHEORGHIU-DEJ"
BUCUREȘTI
SERIA MECANICĂ
Tomul XL — 1978, Numărul 1

REZISTENȚA MATERIALELOR

C.Z.: 620.17

CONTRIBUȚII LA STUDIUL EFORTURILOR ȘI DEPLASĂRILOR ÎN PLĂCILE PERFORATE

COSTICĂ ATANASIU*

În articol se prezintă un studiu teoretic bazat pe aplicarea elementului finit patrulater pentru analiza stării de tensiune și de deformație în plăci perforate. Programul de calcul elaborat permite determinarea tensiunilor și deplasărilor în orice punct al plăcii. Aplicarea sa, în cazul unei plăci circulare perforate prin patru găuri, demonstrează avantajele metodei și programului.

Introducere

Utilizarea frecventă a plăcilor perforate în diferite construcții civile și industriale și, în strînsă legătură cu aceasta, problema consumului de metal și siguranța în funcționare a respectivelor utilaje sau construcții a făcut ca preocupările unui mare număr de cercetători și institute de cercetări să fie orientate spre studiul eforturilor unitare și a deformațiilor în asemenea plăci.

Metoda elementelor finite [1] reprezintă o cale nouă de studiu a plăcilor perforate. Ea permite determinarea completă a deplasărilor și eforturilor.

Prin această metodă placa perforată este împărțită într-un anumit număr de elemente, legate între ele într-un număr finit de puncte, numite noduri. Deplasările acestor noduri reprezintă necunoscutele problemei. Studiul proprietăților structurale ale elementelor astfel definite permite scrierea sistemului de ecuații lineare care leagă deplasările punctelor nodale de forțele aplicate în aceste puncte. Săgețile w și pantele $\partial w/\partial x$ și $\partial w/\partial y$ în anumite puncte situate pe frontiera elementului finit sînt numite deplasări generalizate.

Calculul eforturilor și deplasărilor într-o placă, prin metoda elementului finit, constă în aflarea, dintre toate cîmpurile de deplasări geometrice admisibile, pe acela care este și static admisibil. Trebuie deci determinat cîmpul deplasărilor geometric admisibile pentru care energia totală a plăcii este minimă. În acest scop se procedează astfel:

— se stabilește expresia energiei totale a plăcii, considerată ca o sumă a energiilor de deformație ale fiecărui element, funcție de deplasările plăcii;

Manuscris predat redacției la data de 28 iunie 1977
* Șef lucrări dr. ing. la Cat. Rezistența materialelor.

— se egalează cu zero derivatele parțiale ale energiei totale a plăcii în raport cu fiecare deplasare generalizată. Se obține un sistem de ecuații care permite calculul deplasărilor generalizate.

Funcția $w\ (X, Y)$ fiind presupunsă cunoscută, vectorul moment poate fi exprimat sub forma :

$$\{M\} = D[H]\{C\}, \tag{1}$$

unde :

$$[H] = \begin{bmatrix} -1 & -\nu & 0 \\ -\nu & -1 & 0 \\ 0 & 0 & 1-\nu \end{bmatrix},$$

D este rigiditatea la încovoiere a plăcii, iar $\{C\}$ este vectorul curburilor.

Pentru studiu s-a ales [2] elementul de tip patrulater care s-a dovedit a fi performant în cazul plăcilor.

Elementul patrulater este descompus de către diagonalele sale în patru triunghiuri, ca în figura 1. În fiecare triunghi săgeata este definită printr-un polinom de gradul trei cu zece coeficienți polinominali.

Deplasările generalizate, definite într-un sistem de coordonate structural XO_1Y, sînt :

— săgețile w și pantele w_X, w_Y în cele patru vîrfuri ale patrulaterului ;

— pantele w_n după direcția normalei exterioare la mijlocul laturilor patrulaterului.

Pentru un element patrulater vectorul deplasărilor generalizate este :

$$\{q\}^T = \{(w)_I\,(w_X)_I\,(w_Y)_I\ (w)_J\ (w_X)_J\ (w_Y)_J\ (w)_K\ (w_X)_K\,(w_Y)_K$$
$$(w)_L(w_X)_L(w_Y)_L(w_n)_{IJ}(w_n)_{JK}(w_n)_{KL}(w_n)_{LI}\}. \tag{2}$$

Conformitatea internă a elementului impune ca săgeata și panta să fie continue în lungul diagonalelor. În elementul patrulater cîmpul deplasărilor depinde de 16 parametri. Deplasările generalizate ale elementului fiind în număr de 16 rezultă că ele determină univoc deformația elementului patrulater.

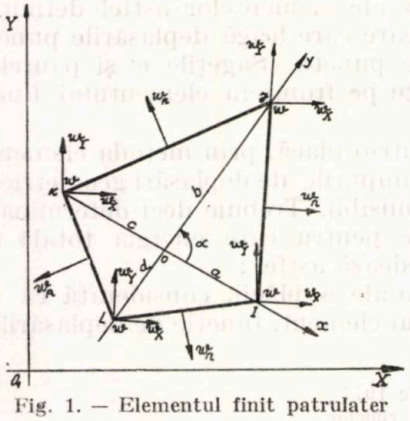


Fig. 1. — Elementul finit patrulater

Asupra unui element din placă acționează forțe repartizate normal p, forțe concentrate P și cupluri de încovoiere concentrate C, care sînt cunoscute, precum și momente de încovoiere M_{nt} și momente de răsucire M_{nn} distribuite în lungul conturului elementului. M_{nt} și M_n sînt necunoscute.

Energia totală a unui element patrulater este :

$$W = \frac{1}{2}\int_S D\{C\}^T[H]\{C\}\mathrm{d}X\mathrm{d}Y - \int_S pw\,dX\mathrm{d}Y -$$

$$- \Sigma P\,w - \Sigma C_X w_X - \Sigma\, C_Y w_Y - \tag{3}$$

$$\oint_{IJKL}(M_{nn}w_t - M_{nt}w_n)ds.$$

Energia totală trebuie făcută minimă atît pentru placa întreagă cît și pentru fiecare element care compune placa.

Etapele de calcul ale matricei de rigiditate a unui element patrulater sînt :

— calculul, în sistemul de coordonate $x0y$ a vectorului curburilor pentru fiecare triunghi, funcție de w, w_x, w_y ;

— calculul integralei (3), pentru fiecare triunghi și scrierea rezultatului ca un produs de matrici ;

— regruparea matricelor de rigiditate obținute pentru cele patru triunghiuri într-o matrice unică ;

— eliminarea deplasărilor parazite în punctul 0 prin condensare ;

— exprimarea deplasărilor în sistemul de coordonate $x0y$ funcție de deplasările generalizate în sistemul de coordonate $X0_1Y$.

Expresia energiei potențiale a elementului patrulater este :

$$[W] = \frac{1}{2}\{q\}^T[k]\{q\}, \tag{4}$$

unde $\{q\}$ este vectorul deplasărilor generalizate iar $[k]$ matricea de rigiditate a elementului patrulater în sistemul de coordonate $X0_1Y$.

În sistemul de axe $X0_1Y$ matricea de rigiditate și vectorul forțelor generalizate pentru un element patrulater rezultă :

$$[k] = [T]^T[N]^T\left(\sum_{j=1}^{4}[L_j]^T[k_j][L_j]\right)[N][T], \tag{5}$$

$$\{f_i\} = [T]^T[N]^T\sum_{j=1}^{4}[L_j]^T\{f_j\}, \tag{6}$$

unde $[T]^T$ este o matrice de schimbare a axelor de coordonate, $[N]^T$ o matrice de condensare, $[L_j]^T$ o matrice de localizare, $[k_j]$ este matricea de rigiditate a unui triunghi iar $\{f_j\}$ este vectorul forțelor generalizate pentru un triunghi.

Lucrul mecanic virtual al sarcinii repartizate care acționează asupra elementului patrulater este :

$$\int_S p(x,y)\sin \alpha d\bar{x}dy = \{q_i\}^T\{f_i\}. \tag{7}$$

În cazul în care forțele și cuplurile concentrate acționează învîrfurile elementului patrulater, folosind relațiile (5), (6) și (7), relația (3) se poate scrie sub forma :

$$[W] = \frac{1}{2}\{q_i\}^T[k_i]\{q_i\} - \{q_i\}^T \cdot \{f_i\} - \{q_i\}^T\{g_i\} - \{q_i\}^T\{P_i\}, \tag{8}$$

în care :

$$\{P_i\}^T = \{P_I C_{XI} C_{YI} P_J C_{XJ} C_{YJ} P_K C_{XK} C_{YK} P_L C_{XL} C_{YL} 0000\}. \tag{9}$$

Dacă se dă lui $\{q_i\}$ o variație $\{\delta q_i\}$ expresia (8) devine :

$$[W] = \frac{1}{2}[\delta q_i]^T \cdot ([k_i]\{q_i\} - \{f_i\} - \{g_i\} - \{P_i\}). \tag{10}$$

Dacă $\{q_i\}$ este vectorul care face minimă expresia energiei, atunci trebuie satisfăcută relația :

$$\{\delta_i q_i\}^T(k_i]\{q_i\} - \{f_i\} - \{g_i\} - \{P_i\}) = 0. \tag{11}$$

Din cele 16 ecuații nu pot fi luate în considerație decît cele care corespund unei componente $\{q_i\}$ susceptibilă de a lua liber o valoare de echilibru sub efectul solicitărilor aplicate elementului.

Dacă j ($j \leqslant 16$) deplasări generalizate au o valoare impusă de la început, trebuie suprimate liniile și coloanele corespunzătoare sistemului de ecuații (11) ceea ce îl transformă pe acesta într-un sistem de rang $(16 - j)$.

În sistemul de ecuații (11) $[k_i]\{f_i\}$, $\{P_i\}$ sînt cunoscute, $\{g_i\}$ este un vector al necunoscutelor parazite care va dispare în timpul asamblării sistemului de ecuații structurale iar $\{q_i\}$ cuprinde necunoscutele problemei. În cele ce urmează suma vectorilor $\{f_i\}$ și $\{P_i\}$ se va nota cu $\{f_i\}$.

Pentru fiecare element al structurii, derivînd energia totală în raport cu necunoscuta corespunzătoare, presupusă liberă de a lua o valoare de echilibru sub acțiunea forțelor exterioare, se obține :

$$[k_i]\{q_i\} = \{f_i\} + \{g_i\}, \tag{12}$$

iar pentru placă rezultă :

$$[k]\{q\} = \{f\}. \tag{13}$$

Rezolvarea acestui sistem de ecuații va furniza valorile necunoscutelor generalizate care permit calculul momentelor încovoietoare, în fiecare element al pălcii, cu ajutorul relației (1).

Vectorul momentelor pentru elementul patrulater are forma :

$$\{M_i\}^T = \{M_X^I M_Y^I M_{XY}^I M_X^J M_Y^J M_{XY}^J M_X^K M_Y^K M_{XY}^K M_X^L M_Y^L M_{XY}^L\}. \tag{14}$$

Presupunem că am împărțit placa în NUMEL elemente patrulatere cu 16 grade de libertate, notăm cu NUMNP numărul nodurilor și cu NCØT numărul laturilor elementelor structurii. Pentru a face staționară energia totală a unui element patrulater sînt necesare 16 ecuații, pentru echilibrul fiecărui nod sînt necesare trei ecuații iar pentru echilibrul rotirilor mijloacelor laturilor elementului este necesară cîte o ecuație pentru fiecare latură. Deci numărul total de ecuații este :

$$16\ \text{NUMEL} + 3\ \text{NUMNP} + \text{NCØT}. \tag{15}$$

Prin condensarea sistemului, știind că toate nodurile sînt în echilibru și deci suma reacțiunilor care acționează în nod de către elemente, unele asupra altora, este zero, se pot elimina reacțiunile $\{g_i\}$ iar sistemul de ecuații devine un sistem de :

$$3\ \text{NUMNP} + \text{NCØT} \tag{16}$$

ecuații lineare cu tot atîtea necunoscute.

1. Program de analiza stării de eforturi și a deplasărilor în plăci perforate

Programul de analiza stării de eforturi și a deplasărilor în plăci perforate este constituit [3] dintr-un ansamblu de programe principale și de subrutine. Calculul cuprinde trei etape legate între ele prin intermediul fișierelor de transfer BAND 1 și BAND 2. Programul se încheie prin editarea rezultatelor sub formă de grafice. Înșiruirea diferitelor module de calcul este prezentată în figura 2, care redă organigrama de sistem.

Prima parte a programului de calcul înregistrează datele problemei, detectează principalele erori care ar putea apare, construiește matricea de localizare a necunoscutelor, determină caracteristicile geometrice ale elementelor, efectuează calculul matricelor de rigiditate elementară și reduce forțele exterioare. Pe foaia de rezultate vor fi înscrise datele problemei, rangul sistemului de ecuații structurale și metoda adecvată de

rezolvare a sistemului. Esențialul acestei prime părți îl constituie subrutina FAZA 1 care face apel la diferite subprograme auxiliare de calcul matricial.

Partea a doua a programului asamblează și rezolvă sistemul de ecuații structurale. În rezolvarea acestui sistem, funcție de numărul total de ecuații, se alege metoda de rezolvare adecvată indicată de calculator. Se poate utiliza metoda Choleski bandă (program DEBUT 2 R + FAZA 2 R+BCHSCKI+ + RNULMAT), metoda Choleski bandă triunghiulară (program DEBUT 2 T + FAZA 2T + + BCHSCKI + RNULMAT) sau metoda gradientului conjugat (program DEBUT 2 G + FAZA 2 G + GRADCON 2 G + RNULMAT). În finalul acestei părți se imprimă valorile necunoscutelor obținute prin rezolvarea sistemului de ecuații. Programele FAZA 2R și FAZA 2T utilizează o metodă exactă și diferă între ele prin dimensiunile problemei la care pot fi aplicate. Programul FAZA 2G folosește o metodă iterativă.

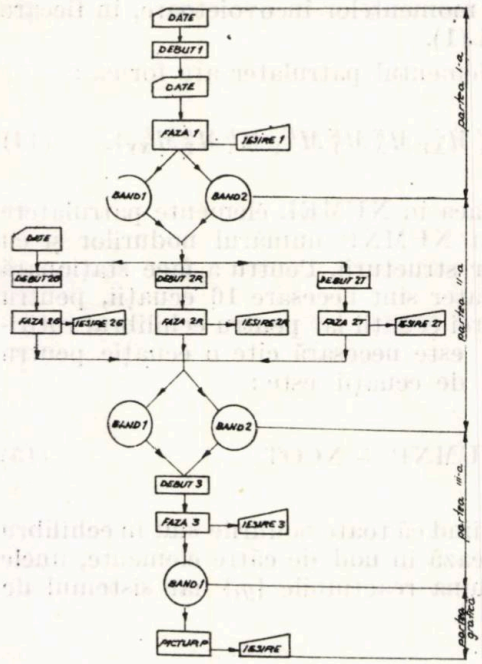


Fig. 2. — Program de calcul pentru analiza stării de eforturi și a deplasărilor în plăci perforate

Partea a treia a programului efectuează prin programul FAZA 3 localizarea deplasărilor în vectorul soluție și calculează momentele de încovoiere și de răsucire, momentele principale, direcțiile principale și reacțiunile de legătură în reazeme, dînd o listă completă a lor, pentru fiecare nod.

Partea finală a programului de analiza stării de eforturi (program PICTURP) furnizează prezentarea curbelor de nivel a mărimilor caracteristice (săgeata, pantele, momentele, unghiul pe care-l fac direcțiile principale cu o anumită direcție).

2. Determinarea eforturilor și deplasărilor într-o placă perforată

Programul de calcul a fost aplicat pentru studiul eforturilor și deplasărilor într-o placă circulară, perforată prin patru găuri, rezemată pe contur și încărcată printr-o forță concentrată $P = 0{,}4$ daN care acționează în centrul plăcii, ca în figura 3.

Placa este confecționată din plexiglas avînd $E = 34000$ daN/cm² și $\nu = 0{,}35$. Datorită simetriei geometrice și mecanice a plăcii, se poate studia starea de eforturi și de deformație numai într-un sfert de placă.

Acest sfert de placă (figura 4) este împărțit în 71 elemente patrulatere cu 95 de noduri.

În prima parte a programului, prin cartelele de date, sînt furnizate calculatorului informații privind valoarea cea mai mare a nodului din rețea (NPMAX = 95), coordonatele fiecărui nod în sistemul de coordo-

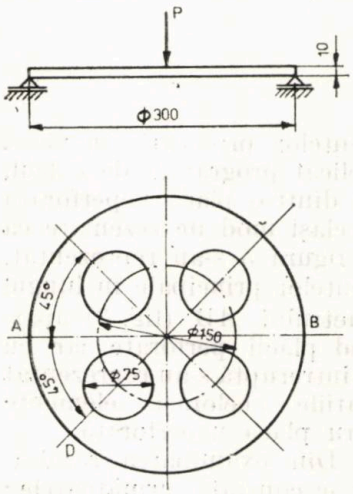


Fig. 3. — Placă circulară plană perforată prin patru găuri

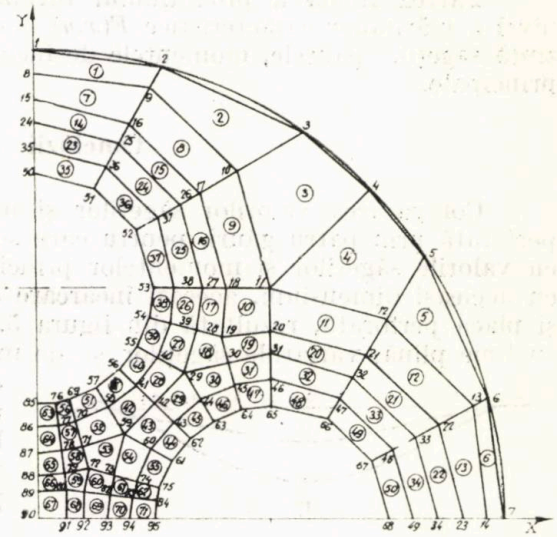


Fig. 4 — Împărțirea în elemente finite a plăcii circulare perforată prin patru găuri

nate $X0_1Y$, numărul nodurilor plăcii studiate, numărul elementelor patrulatere în care a fost împărțită placa, grosimea plăcii, valoarea modulului de elasticitate longitudinal și a coeficientului de contracție transversală al materialului plăcii, unitățile de măsură pentru datele problemei, numărul nodurilor pentru care săgeata w este egală cu zero, numărul nodurilor pentru care panta w_X este egală cu zero, numărul nodurilor pentru care panta w_Y este egală cu zero, numărul laturilor pentru care panta w_n este egală cu zero, valoarea forței aplicată plăcii, precum și precizarea nodului în care este aplicată.

Pentru placa studiată, conform cu relația (15) numărul necunoscutelor este egal cu 399. Din cele trei metode ce pot fi alese pentru rezolvarea sistemului de 399 ecuații cu 399 necunoscute, calculatorul a indicat metoda gradientului conjugat. Pentru utilizarea acestei metode se face apel la subprogramele DEBUT 2G, FAZA 2G, GRADCON 2, RNULMAT. Calculatorul are posibilitatea de a scrie pe un fișier temporar, pornind de la un model tip ce i-a fost dat, un program care cheamă subrutinele în dimensiuni variabile. Acest rol este îndeplinit de subprogramele DEBUT 1, DEBUT 2, DEBUT 3. Printr-o cartelă de control, fișierul temporar este introdus în compilator. Această programare automată nu necesită decît o cartelă de date, care precizează valoarea cea mai mare a nodului, pentru programul DEBUT 1. Celelalte subprograme DEBUT găsesc toate informațiile necesare pe fișierele de transfer BAND 1 și BAND 2.

Partea a treia a programului de calcul foloseşte rezultatele din partea a doua a programului şi nu necesită introducerea de date suplimentare. Cu ajutorul subrutinei FAZA 3 se calculează valorile săgeţilor, pantelor, momentelor de încovoiere şi de răsucire, momentelor principale şi direcţiilor principale în fiecare nod.

Partea finală a programului furnizează repartizarea curbelor de nivel a mărimilor caracteristice $F(x,y)$ = constant. Prin $F(x,y)$ se reprezintă săgeţile, pantele, momentele de încovoiaere, de răsucire, momentele principale.

Concluzii

Compararea valorilor săgeţilor şi momentelor principale în placa perforată prin patru găuri, pentru care s-a aplicat programul de calcul, cu valorile săgeţilor şi momentelor principale dintr-o placă neperforată cu aceleaşi dimensiuni, aceeaşi încărcare şi acelaşi mod de rezemare ca şi placa perforată, rezultată din figura 5. În figura 5 s-au reprezentat, cu linie plină, variaţiile săgeţilor şi ale momentelor principale în lungul diametrului AB (fig. 3) aparţinînd plăcii perforate iar cu linie întreruptă s-au reprezentat variaţiile aceloraşi elemente pentru placa neperforată.

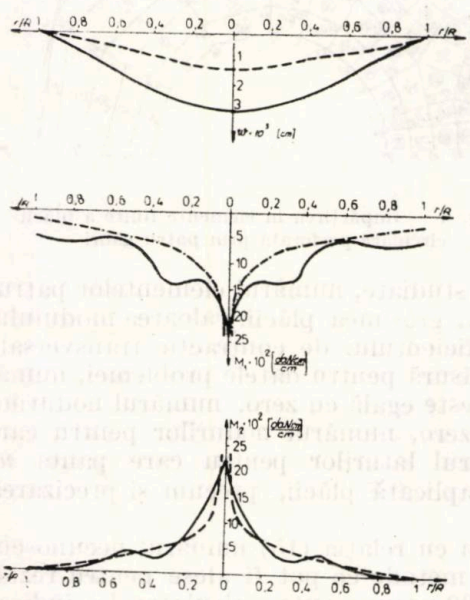


Fig. 5 — Distribuţia săgeţilor şi eforturilor principale în lungul diametrului AB al plăcii perforate prin patru găuri.

Din examinarea rezultatelor se constată următoarele:

— majorarea de 2,5 ori a valorilor săgeţilor plăcii perforate faţă de valorile săgeţilor la placa neperforată;

— creşterea de (2...2,9) ori a valorilor momentului principal M_1 în punctele situate pe conturul găurilor şi de 2,7 ori în punctele situate pe conturul plăcii perforate, în comparaţie cu valorile momentului principal M_1 în placa neperforată. În punctele situate în apropierea găurilor se observă creşteri bruşce ale valorilor momentului principal M_1;

— aproximarea conturului circular al plăcii perforate printr-un contur poligonal face ca valorile momentului principal M_2 pe conturul plăcii să nu fie zero.

Metoda şi programul de calcul au o aplicabilitate generală în studiul plăcilor perforate. Poate fi astfel studiată starea de eforturi şi de deformaţie în plăci perforate de secţiune constantă sau variabilă, în diferite situaţii de încărcare, cu conturul găurilor solicitat sau lipsit de sarcini.

În proiectare poate fi folosită atît metoda cît și programul pentru efectuarea calculului de verificare a unor asemenea plăci, ceea ce poate conduce la adoptarea unor grosimi corespunzătoare stării de tensiune din plăci asigurîndu-se totodată siguranța în funcțiune a utilajelor și construcțiilor cît și economii de metal.

BIBLIOGRAFIE

1. *Zienkiewicz, O. C.*, L méthode des éléments finis appliquées a l'art de l'ingènieur. Paris, Ediscience, 1973.
2. *Fraeijs de Veubeke.* Fondaments théoriques de la méthode des éléments finis. Université Libre de Bruxelles, Chaire Francqui, 1970.
3. *Atanasiu, C.*, Studiul eforturilor și deformațiilor în plăcile plane perforate supuse acțiunii unor sarcini concentrate și uniform distribuite. Teză de doctorat, Institutul politehnic București, 1976.

Contributions a l'etude des contraintes et des deplacements dans les plaques trouees

On presente une étude théorique basée sur la méthode des éléments finis quadrilatéraux et un programme de calcul pour déterminer la distribution des contraintes et des déformations dans les plaques trouées.

BULETINUL INSTITUTULUI POLITEHNIC „GHEORGHE GHEORGHIU-DEJ"
BUCUREȘTI
SERIA MECANICĂ
Tomul XL — 1978, Numărul 1

MAȘINI UNELTE ȘI SCULE

C. Z.: 621.9.004

PROGNOZA CARACTERISTICILOR DE FIABILITATE ALE MAȘINILOR UNELTE

A. OPREAN, AL. DORIN*

Una din problemele complexe ale fiabilității mașinilor-unelte este aceea de prognoză a capacității de funcționare; în funcție de rezultatul acesteia se poate decide dacă mașina-unealtă mai poate funcționa în condiții optime sau aceasta trebuie să fie reglată, reparată sau înlocuită.

În lucrare se prezintă etapele necesare pentru realizarea prognozei fiabilității, se dau modelele matematice folosite în prognoza analitică, precum și un exemplu de prognoză analitică a fiabilității tehnologice a unui strung revolver.

Realizarea unei mașini-unelte care să aibă anumiți indici de fiabilitate este dependentă de o serie de măsuri care se iau la proiectarea, execuția și în exploatarea acesteia. Dacă soluțiile care se adoptă la proiectare, influențează cel mai mult capacitatea de funcționare a unei mașini-unelte, variația mărimilor sale de ieșire depinde în timpul funcționării și de modul de exploatare a mașinii-unelte.

Mașinile-unelte sînt supuse în timpul funcționării unor acțiuni interne și externe care nu sînt luate întotdeauna în considerare la calculul și construcția acestora. Funcționarea unei mașini-unelte este influențată de temperatura și umiditatea aerului, vibrațiile mașinilor-unelte învecinate, pătrunderea așchiilor în suprafețele neprotejate. Greutatea semifabricatelor și a subansamblurilor mobile, forțele de strîngere, forțele de inerție, intrarea și ieșirea sculei din așchie etc. provoacă variația stărilor de tensiune, a vitezelor de deplasare a subansamblurilor, a temperaturilor, presiunilor de contact la suprafețele de aderență. Ca urmare a acestor procese care acționează asupra mașinii-unelte în mod diferențiat are loc o deteriorare treptată a indicilor ei calitativi: precizie de prelucrare și productivitate.

Ținînd seama de acestea, una din problemele complexe ale fiabilității, strîns legată de exploatarea mașinilor-unelte este prognoza capacității de funcționare a acestora. În funcție de rezultatul prognozei se decide dacă mașina-unealtă mai poate funcționa în continuare în condiții optime sau trebuie reglată, reparată, înlocuită. În majoritatea cazurilor, prognoza

Manuscris predat redacției la data de 24 octombrie 1977

* Prof. dr. ing. la Cat. Mașini-unelte și scule; Șef lucrări dr. la Cat. Mașini-unelte și scule.

capacității de funcționare a unei mașini-unelte se reduce la prognoza modului de variație a mărimilor sale de ieșire. Ca mărimi de ieșire se pot analiza : precizia dimensională, precizia de formă și rugozitatea suprafețelor generate pe o mașină-unealtă în cazul prelucrărilor de finisare, volumul de așchii îndepărtat în unitatea de timp, puterea consumată în procesul de așchiere în cazul prelucrărilor de degroșare.

Pentru a arăta ce însemnă, de fapt, prognoza capacității de funcționare a unei mașini-unelte, să considerăm y_e ca fiind mărimea de ieșire controlată. Aceasta este o funcție $y_e(\varepsilon, t)$ care la momentele $t_0, t_1, t_2, \ldots, t_n$ din domeniul T_1, ia valorile cunoscute $y_e(\varepsilon, t_0), y_e(\varepsilon, t_1), y_e(\varepsilon, t_2), \ldots, y_e(\varepsilon, t_n)$, unde $t_0 < t_1 < t_2 < \ldots < t_n$ iar ε caracterizează regimul de funcționare. Pe baza valorilor cunoscute $y_e(\varepsilon, t_n), y_e(\varepsilon, t_{n-1}), \ldots, y_e(\varepsilon, t_0)$ ale funcției $y_e(\varepsilon, t)$, trebuie pronosticate mărimile $y_e(\varepsilon, t_{n+1}), y_e(\varepsilon, t_{n+2}), \ldots, y_e(\varepsilon, t_{n+m})$ ale mărimii de ieșire y_e la momentele de timp $t_{n+1}, t_{n+2}, \ldots, t_{n+m}$ unde $t_{n+1} < t_{n+2} < \ldots < t_{n+3} < \ldots < t_{n+j} < \ldots \quad t_{n+m}$; $t_{n+j} \in T_2$ și $T_1 \cup T_2$.

Procesul de prognoză a capacității de lucru al unui sistem și deci și a unei mașini-unelte necesită parcurgerea următoarelor etape :

— strîngerea datelor privind modul de variație în timp a parametrilor mașinii-unelte. Pentru a ușura procesul de prognoză se stabilește apriori mărimea de ieșire care poate fi cel mai simplu de măsurat și care variază cel mai mult datorită proceselor dănuătoare sub acțiunea cărora mașina-unealtă iese din funcțiune.

— analiza cantitativă și calitativă a acestor date ; analiza calitativă dă o imagine despre tendința de modificare a parametrului controlat, conducînd la adoptarea metodei statistico-matematice de prelucrare a datelor, iar analiza cantitativă constă în prelucrarea datelor și stabilirea legii de modificare a parametrilor mașinii-unelte ;

— alegerea metodei de prognoză și stabilirea relațiilor de calcul ;

— elaborarea algoritmului de calcul pentru evaluarea erorilor de prognoză.

În teoria fiabilității se folosesc frecvent prognoza analitică și prognoza probabilistică.

Prognoza analitică constă în determinarea mărimilor $y_e(\varepsilon, t_{n+j})$ $j = 1, 2, \ldots, n$, la momentele de timp $t_{n+j} \in T_2$, cu ajutorul expresiei analitice a funcției $y_e(\varepsilon, t_i)$ definită în domeniul $t_i \in T_1$.

În cazul prognozei probabilistice se calculează cu ajutorul funcției $y_e(\varepsilon, t_i)$, $t_i \in T_1$ probabilitatea :

$$P\{|y_e(\varepsilon, t_{n+j}) - y_{e\text{opt}}(\varepsilon, t)| \leqslant \Delta y_e\} \qquad (1)$$

în care $y_{e\text{opt}}(\varepsilon, t)$ este valoarea optimă a mărimii de ieșire $y_e(\varepsilon, t)$ din punctul de vedere al capacității de lucru a mașinii-unelte, iar Δy_e este abaterea admisibilă a mărimii de ieșire.

Folosirea uneia dintre cele două metode de prognoze este determinată de caracterul modificării parametrilor prognozați și de volumul de date de care se dispune.

În lucrare se prezintă modelele matematice folosite pentru realizarea prognozei analitice și criteriile de alegere a modelelor care să descrie cît mai fidel evoluția în timp a mărimilor de ieșire a mașinilor-unelte.

Pentru prognoza analitică este necesar să se stabilească expresia matematică a tendinței de modificare a mărimii controlate $y_e(\varepsilon, t)$. Această expresie matematică poate fi [2]:

a). funcția liniară:

$$y_e(\varepsilon,t) = a_0 + a_1 t \tag{2}$$

în care a_0 caracterizează valoarea mărimii de ieșire y_e la momentul $t = 0$, iar a_1 reprezintă viteza de modificare a acesteia în timp.

b). funcția de gradul doi:

$$y_e(\varepsilon,t) = a_0 + a_1 t + a_2 t^2 \tag{3}$$

în care $a_2 \neq 0$; coeficientul a_2 poate fi pozitiv sau negativ, ceea ce corespunde din punct de vedere fizic unei măriri sau micșorări a vitezei de desfășurare a proceselor dăunătoare (uzură, îmbătrînire datorită cărora mașina-unealtă se defectează).

Pentru cazurile $a_0 = 0$ $a_1 = 0$; $a_0 \neq 0$, $a_1 = 0$; $a_0 = 0$, $a_1 \neq 0$ se obțin forme particulare ale funcției (3):

$$y_e(\varepsilon, t) = a_2 t^2 \tag{4}$$

$$y_e(\varepsilon, t) = a_0 + a_2 t^2 \tag{5}$$

$$y_e(\varepsilon,t) = t(a_1 + a_2 t) \tag{6}$$

c). funcția rațională:

$$y_e(\varepsilon, t) = \frac{a_0 + a_1 t + a_2 t^2 + \ldots + a_n t^n}{b_0 + b_1 t + b_2 t^2 + \ldots + b_m t^m} \tag{7}$$

Pentru valori mici ale lui m și n funcția (7) poate fi de forma:

$$y_e(\varepsilon,t) = \frac{a_0}{b_0 + b_1 t} \tag{8}$$

$$y_e(\varepsilon,t) = \frac{a_0 + a_1 t}{b_0 + b_1 t} \tag{9}$$

$$y_e(\varepsilon,t) = \frac{a_0 + a_1 t}{b_0 + b_1 t + b_2 t^2} \tag{10}$$

d). funcția exponențială:

$$y_e(\varepsilon,t) = a^{bt} \tag{11}$$

$$y_e(\varepsilon,t) = ae^{bt} \tag{12}$$

$$y_e(\varepsilon,t) = 1 - e^{-at} \tag{13}$$

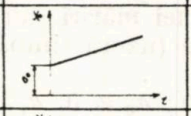
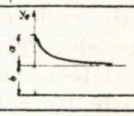
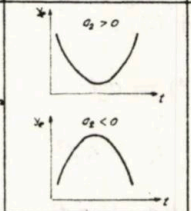
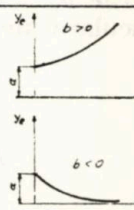
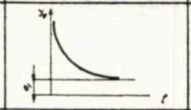
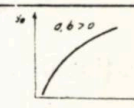
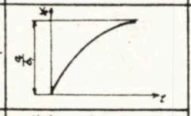
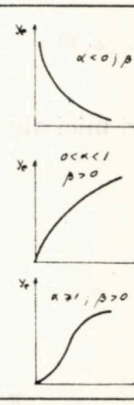
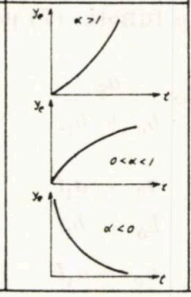
e). funcția logaritmică :

$$y_e(\varepsilon,t) = \log_a (1 + bt) \tag{14}$$

$$y_e(\varepsilon,t) = \ln (1 + bt) \tag{15}$$

În tabelul 1. sînt date reprezentările grafice ale cîtorva din funcțiile posibile să fie luate în considerare la prognoza analitică a fiabilității tehnologice.

Tabelul 1

Tipul funcției	Reprezentare pentru $t>0$; $y_e>0$	Tipul funcției	Reprezentare pentru $t>0$; $y_e>0$
$y_e = a_0 + a_1 t$		$y_e = ae^{-t} + b$	
$y_e = a_0 + a_1 t + a_2 t^2$		$y_e = ae^{bt}$	
$y_e = \frac{a_1 t + a_0}{t}$		$y_e = a \lg t + b$	
$y_e = \frac{a_1 t}{b_0 + a_1 t}$		$y_e = at^{\alpha} e^{\beta t}$	
$y_e = at^{\alpha}$			

Stabilirea funcției de prognoză a variației mărimii de ieșire caracteristice, în timp, presupune determinarea coeficienților a_i și b_i pentru două sau mai multe din expresiile de mai sus și alegerea acelei funcții care dă eroarea de prognoză cea mai mică.

Determinarea coeficienților a_i și respectiv b_i din formulele de mai sus se face cu metoda celor mai mici pătrate.

Coeficienții a_0 și a_1 ai funcției liniare se determină rezolvînd sistemul de ecuații :

$$\begin{cases} na_0 + a_1 \sum_{i=1}^{n} \tau_i - \sum_{i=1}^{n} \varphi_{ei} = 0 \\ a_0 \sum_{i=1}^{n} \tau_i + a_1 \sum_{i=1}^{n} \tau_i^2 - \sum_{i=1}^{n} \tau_i \varphi_{ei} = 0 \end{cases} \tag{16}$$

Coeficienții a_0, a_1 și a_2 ai funcției de gradul doi se determină rezolvînd sistemul de ecuații :

$$\begin{cases} na_0 + a_1 \sum_{i=1}^{n} \tau_i + a_2 \sum_{i=1}^{n} \tau_i^2 - \sum_{i=1}^{n} \varphi_{ei} = 0 \\ a_0 \sum_{i=1}^{n} \tau_i + a_1 \sum_{i=1}^{n} \tau_i^2 + a_2 \sum_{i=1}^{n} \tau_i^3 - \sum_{i=1}^{n} \tau_i \varphi_{ei} = 0 \\ a_0 \sum_{i=1}^{n} \tau_i^2 + a_1 \sum_{i=1}^{n} \tau_i^3 + a_2 \sum_{i=1}^{n} \tau_i^4 - \sum_{i=1}^{n} \tau_i^2 \varphi_{ei} = 0 \end{cases} \tag{17}$$

Coeficienții a și b ai funcției exponențiale (12) se determină rezolvînd sistemul :

$$\begin{cases} 0{,}4343\, b \sum_{i=1}^{n} t_i + n \lg a - \sum_{i=1}^{n} \lg y_{ei} = 0 \\ 0{,}4343\, b \sum_{i=1}^{n} t_i^2 + \lg a \cdot \sum_{i=1}^{n} t_i - \sum_{i=1}^{n} t_i \lg y_{ei} = 0 \end{cases} \tag{18}$$

Coeficienții a și b ai funcției $y_e = a \lg t + b$ se calculează rezolvînd sistemul :

$$\begin{cases} a \sum_{i=1}^{n} \lg t_i + bn - \sum_{i=1}^{n} y_{ei} = 0 \\ a \sum_{i=1}^{n} \lg^2 t_i + b \sum_{i=1}^{n} \lg t_i - \sum_{i=1}^{n} y_{ei} \lg t_i = 0 \end{cases} \tag{19}$$

Funcțiile (2)...(15) nu sînt singurele care pot fi utilizate la realizarea prognozei (vezi tabelul 1). În aplicațiile practice de prognoză analitică se folosește un număr mai mic de modele matematice. Alegerea apriori a acestora se face ținînd seama de faptul că dependențele mărimilor de ieșire a mașinilor-unelte funcție de timp și condițiile de exploatare sînt în general de tip polinomial sau exponențial.

De exemplu :

— modificarea rigidității în timp a unor strunguri de copiat este descrisă de relația [3] :

$$j = e^{0,0002\,t+3,34} \tag{20}$$

— modificarea rugozității suprafețelor prelucrate este descrisă de relația :

$$R_z\,(t) = R_{zo} + C\,e^{-at} \tag{21}$$

— variația erorii de formă $\Delta\Phi$ în secțiune transversală a pieselor prelucrate în cazul strîngerii în universal pe strungurile 1K62 este dată de relația :

$$\Delta\Phi = \frac{s^4 \cdot L^{1,4} \cdot 10^{2,28+0,044t}}{D^{0,88}} \tag{22}$$

în care s reprezintă avansul, D și L diametrul și respectiv lungimea piesei prelucrate.

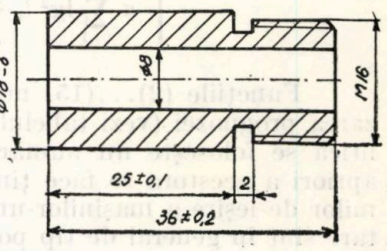
— modificarea reglării unor mașini-unelte agregat cu acționare hidraulică sub acțiunea proceselor dăunătoare cu viteză medie (deformații termice) care are drept consecință înrăutățirea preciziei dimensionale este descrisă de o ecuație liniară [4] :

$$X_n = 34,59 - 0,75\,t \tag{23}$$

În cele ce urmează, se prezintă un exemplu de modul cum se rezolvă această problemă pentru stabilirea funcției de prognoză a fiabilității tehnologice a unui strung revolver cu turelă SRT 25.

Sub acțiunea proceselor dăunătoare cu viteză lentă, medie și mare se modifică în timpul exploatării precizia de prelucrare a strungului revolver. În conformitate cu noțiunea de fiabilitate tehnologică [2], dacă precizia de prelucrare scade sub o valoare admisibilă, strungul revolver se consideră că s-a defectat. În acest moment se întrerupe procesul de exploatare a mașinii-unelte, urmînd ca strungul să fie reglat sau reparat, funcție de natura cauzei care a condus la micșorarea preciziei de prelucrare.

În vederea obținerii datelor necesare stabilirii funcției de prognoză a variației preciziei de prelucrare în timp s-au prelucrat piese din bare de oțel OL 50 cu diametrul de 20 mm. Forma pieselor prelucrate este prezentată în fig. 1. Ca mărime de ieșire ce urmează să fie controlată s-a ales precizia dimensională a acestor piese prelucrate pe strungul revolver.



Geometria cuțitelor confecționate din R3 a fost $\gamma = 16°$, $\alpha = 7°$. Regimul de așchiere folosit : $s = 0{,}1$ mm/rot. ; $t = 1$ mm ; $n = 1594$ rot./min.

Piesele prelucrate au fost măsurate la intervalele indicate în tabelul 2, înregistrîndu-se valorile abaterilor de la dimensiunea de $18^{+0{,}05}_{-0}$ mm.

Datele din tabelul 2 vor fi utilizate la stabilirea funcției care va descrie cît mai exact modul de variație a preciziei dimensionale a strungului revolver în timp, funcție care va fi utilizată pentru prognoza analitică.

Vom presupune următoarele patru funcții posibile pentru prognoza fiabilității tehnologice :

a). funcția liniară : $y_{e1}(\varepsilon,t) = a_0 + a_1 t$

b). funcția de gradul doi : $y_{e2}(\varepsilon,t) = a_0 + a_1 t + a_2 t$

c). funcția logaritmică : $y_{e3}(\varepsilon,t) = \ln(1 + bt)$

d). funcția exponențială : $y_{e4}(\varepsilon,t) = 1 - e^{-at}$

Pentru a facilita calculele se fac următoarele substituții :

$$\tau = \frac{t - t_1}{t_1}$$

$$\varphi_e(\varepsilon,\tau)_i = \frac{y_e(\varepsilon,t)_i - y_{e1}}{y_{e1}}$$

în care $y_{e1} = 39\mu$m. reprezintă eroarea înregistrată la prima măsurătoare efectuată după t_1 ore de funcționare a strungului revolver.

În urma substituțiilor, datele din tabelul 2 iau valorile prezentate în tabelul 3.

Tabelul 2

n	Timb de funcționare [ore]	Eroare de prelucrare [μm]
1	100	39
2	500	44
3	1000	47
4	1500	50
5	2000	56
6	2500	63
7	3000	69
8	3500	80
9	4000	85

Tabelul 3

n	φ	$\tau_e(\varepsilon, \tau)$
1	0	0
2	4	0,128
3	9	0,205
4	14	0,284
5	19	0,435
6	24	0,615
7	29	0,769
8	34	1,05
9	39	1,15

Rezolvînd sistemul (16) cu datele din tabelul 3 se obține :

$$a_0 = -0{,}05\,;\ a_1 = 0{,}03$$
$$\varphi_{e1}(\varepsilon,\tau) = 0{,}03\tau - 0{,}05 \tag{24}$$

Soluțiile sistemului (17) calculate cu valorile din tabelul 3 sînt :

$$a_0 = 0{,}019\,;\ a_1 = 0{,}0185\,;\ a_2 = 0{,}0003 \tag{25}$$

și deci :

$$\varphi_{e2}(\varepsilon,\tau) = 0{,}019 + 0{,}0185\tau + 0{,}0003\tau^2 \tag{25}$$

Coeficientul b din funcția logaritmică propusă ca funcție de prognoză se calculează cu relația :

$$b = \frac{\sum_{i=1}^{n} \tau_{ie}\,\varphi_{ei} - \sum_{i=1}^{n} \tau_i}{\sum_{i=1}^{n} \tau_i^2} \tag{26}$$

Pentru datele din tabelul 3 se obține valoarea coeficientului $b = 0{,}0464$ și funcția :

$$\varphi_{e3}(\varepsilon,\tau) = \ln(1 + 0{,}0464\ \tau) \tag{27}$$

Coeficientul a al funcției exponențiale $y_e(\varepsilon, t)$ de forma (13) se determină cu formula :

$$a = \frac{\sum_{i=1}^{n} \tau_i \cdot \ln \dfrac{1}{1 - \psi_i}}{\sum_{i=1}^{n} \tau_i^2} \tag{28}$$

care :

$$\psi_i = \frac{y_e(\varepsilon,t)_i - y_{e1}}{y_{e\max} - y_{e1}}$$

$y_{e\,\max.} = 100\ \mu m$ reprezintă eroarea maximă de prelucrare pînă la care se face înregistrarea datelor neeesare pentru prognoza analitică

În urma calculelor a rezultat $a = 0{,}0308$ și deci :

$$\varphi_{e4}(\varepsilon,\tau) = 1 - e^{-0{,}0308\tau} \tag{29}$$

Pentru a decide care din funcțiile $\varphi_1 \ldots \varphi_4$ poate fi folosită pentru prognoza fiabilității tehnologice a strungului revolver se calculează eroarea de prognoză :

$$\Delta = \sum_{i=1}^{n} [\varphi(\varepsilon, \tau_i) - y_e(\varepsilon, \tau_i)]^2 \tag{30}$$

Rezultatele obținute sînt prezentate în tabelul 4.

Tabelul 4

$y(\varepsilon,\tau)$	$a_0 + a_1\tau$	$a_0 + a_1\tau + a_2\tau^2$	$\ln(1 + b\tau)$	$1 - e^{-a\tau}$
Δ	0,028983	0,007204	0,190917	0,092621

Se consideră că funcția $\varphi_{e2}(\varepsilon,\tau) = 0{,}019 + 0{,}0185\ \tau + 0{,}0003\tau^2$ descrie cel mai exact modul variației preciziei de prelucrare al strungului revolver și deci va fi folosită pentru prognoza fiabilității tehnologice. Cu ajutorul acestei funcții se stabilește timpul după care strungul revolver trebuie să fie reglat pentru a obține piese cu dimensiunile prescrise. Trebuie precizat că această funcție este adevărată pentru regimul de așchiere indicat. Pentru alte regimuri de prelucrare coeficienții a_i vor avea alte valori sau se va putea adopta o altă funcție de prognoză.

În cazul mașinilor-unelte, folosirea metodelor de prognoză analitică a fiabilității tehnologice este indicată pentru mașini-unelte speciale și specializate la care se folosește o gamă restrînsă de regimuri de așchiere. Pentru aceste condiții, funcțiile de prognoză analitică se pot determina mult mai simplu și eficient decît pentru mașinile-unelte universale.

BIBLIOGRAFIE

1. *Dorin, Al.*, Standardizarea română, nr. 1., 1975.
2. *Kolker, Ia.*, Matematiceskii analiz tocinostii mehaniceskoi obrabotkii detalei, Tehnica, Kiev, 1976.
3. *Daliskii, A.*, Tehnologhiceskoe obespecenie nadejnostii visokotocinîh detalei mașin ; Mașinostroenii, Moscova, 1975.
4. *Pronikov, A.*, Tehnologhiceskaia nadejnosti stankov ; Mașinostroenie, Moscova, 1971.

Forcast of Reliability Characteristics of Machine-Tools

Forecasting operating conditions is one of the complex problems of systems reliability. Further to the results of this forecast, decision is made on whether the system is still able to operate in optimal conditions or it is to be adjusted, repared, replaced.

The paper presents the stages required for achieving this forecast and gives examples of mathematical models employed in analytical forecasting. Finally an example of technological reliability forecast of a turret lathe is presented.

BULETINUL INSTITUTULUI POLITEHNIC „GHEORGHE GHEORGHIU-DEJ"
SERIA MECANICĂ
Tomul XL — 1978, Numărul 1
BUCUREȘTI

C. Z, 621.9.: 62–82

PIERDERI DE NATURA STATICA ÎN TRANSMISIILE HIDROSTATICE

FLORIN IONESCU*

Lucrarea tratează problema pierderilor statice identificate în lanțul de elemente care constituie un variator hidrostatic (pompa și motorul hidrostatic, aparatură de servocomandă). Se determină cantitativ contribuțiile fiecărui element la pierderea totală de turație a motorului nidrostatic, reduse la axul acestuia.

Introducere

Transmisiile hidrostatice, larg răspîndite în diverse sfere ale tehnicii sînt unanim acceptate ca fiind [2, 4, 6] un grup pompă hidraulică-motor hidraulic rotative antrenate de un motor electric.

Reglarea turației motorului hidraulic și menținerea constantă a acesteia pentru orice sarcină, moment rezistent, pe care exteriorul o necesită, sînt principalele obiective urmărite, în regim staționar de transmisie hidrostatică. În alte situații menținerea constantă a puterii este preferată și realizată de transmisie.

Toate acestea trebuie astfel concepute încît elementele să funcționeze cu randament cît mai ridicat, iar legătura funcțională între ele să pună în valoare modalitățile de cuplare cu transfer maxim de putere.

În lucrare se consideră instalația din fig. 1. la care conducta hidraulică superioară este sub presiunea p_m în timp ce conducta care leagă între ele, refularea motorului hidraulic și aspirația pompei sînt ținute sub presiunea constantă p_{M_2} de circuitul de alimentare (figurat în partea inferioară a desenului); pompa acestui circuit furnizează circuitului principal un debit auxiliar Q_a

$$Q_a = \Delta Q_P + \Delta Q_M. \tag{1}$$

Din instalația de alimentare se scurge prin supapa normal deschisă S_{ND} un debit Q_{exp} la presiunea p_0, variabil, exprimat de relația:

$$Q_{\text{exp}} = Q_{PS} - (\Delta Q_P + \Delta Q_M) \tag{2}$$

Manuscris predat redacției la data de 26 mai 1976
* Asistent ing. la Cat. Mașini-unelte și scule.

unde Q_{PS} este debitul pompei PH_2 la presiunea p_a.

Reglarea turației se poate realiza pe următoarele căi :

— prin reglare primară, atunci cînd se modifică debitul pompei PH

— prin reglare secundară, realizată prin reglarea capacității motorului MH ;

— prin reglare mixtă, care folosește după o anumită metodă ambele modalități anterioare.

Literatura de specialitate [4, 6] prezintă, pe lîngă modalitățile de reglare enunțate mai sus, considerații asupra modului în care momentul

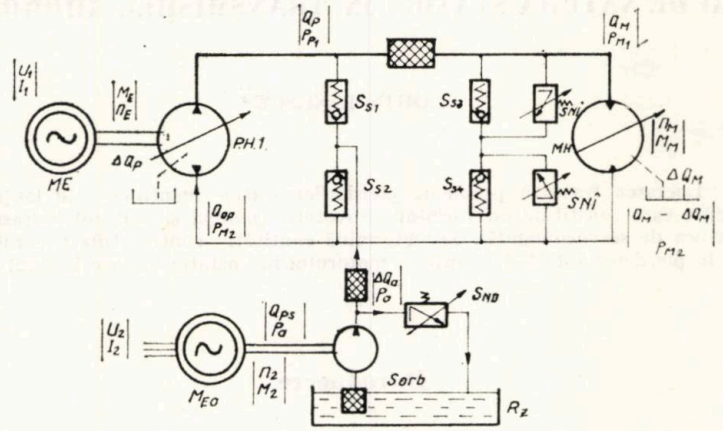


Fig. 1

motor, puterea furnizată și turația sa sînt corelate cu parametrii de reglare ai pompei respectiv ai motorului însoțite de justificări analitice.

Considerațiile prezentate sînt făcute în ipoteza constanței debitelor refulate sau aspirate cu presiunea de lucru. Este însă cunoscut faptul că acestea nu sînt constante [2, 3] și că, în consecință la o presiune de lucru instalată în conducta superioară urmare a necesității de a se învinge un moment rezistent, între turația programată n_M și turația reală n_r există o diferență generată de :

— pierderile determinate de pierderile de debit ale pompei :

$$\Delta_{MP} = f(\Delta Q_P)$$

— pierderile determinate de pierderile de debit proprii ale motorului :

$$\Delta n_{MM} = f(\Delta Q_M)$$

La acestea se adaugă pierderile de turație determinate de pierderea de turație a motorului electric evidențiată de caracteristica sa mecanică ; deci,

$$\Delta n_{ME} = f(\Delta n_E)$$

Lucrarea de față prezintă legătura care se stabilește între turația motorului hidraulic și momentul său motor, funcție de diferiții parametri ai celor trei elemente, precum și propuneri și modalități de compensare a pierderilor statice puse în evidență.

Evaluarea pierderilor statice

a) *Caracteristicile statice ale elementelor componente*

De un real folos în abordare se dovedește a fi reprezentarea multipolară a elementelor din componența unei transmisii sau acționări [1, 5]; procedînd astfel se crează o imagine a mărimilor care intră și care ies din fiecare element atît pe calea fluxului de forță cît și pe calea comenzii.

Conform acestei reprezentări funcționarea oricărui lement este descrisă de două, așa numite, variabile [2, 5]:

— variabila directă, sau de mișcare, V_M, de tip viteză, turație, tensiune, iar în acționări hidrostatice debit;

— variabila inversă, sau de efort, V_E, de tip forță, moment de torsiune, curent, respectiv presiune.

Folosind această modalitate de reprezentare instalația din fig. 1. are transpusa sa în fig. 2.

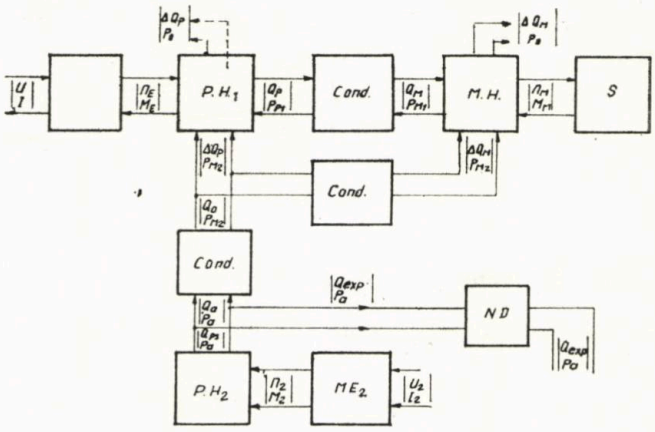


Fig. 2

Instalația cuprinde partea principală care funcționează la presiune variabilă și prin urmare variabila de efort este o mărime consecință, nivelul ei fiind impus de valoarea încărcării și partea auxiliară care funcționează la presiune constantă, funcționalitatea fiind corespunzător transpusă prin sensul variabilelor.

În evaluare pierderilor de natură statică ce caracterizează elementele componente ale instalației se vor folosi reprezentările din fig. 3. și 4. acceptate în literatură [2, 3] ca fiind reprezentative.

Figura 3. reprezintă caracteristicile statice ale pompelor și motoarelor rotative reversibile.

Domeniul de reglare al presiunilor a fost limitat prin două intervale de care se poate ține seama simultan sau separat, și anume:

— un prim interval $p \in [p_{M_3}, p_{MQx}]$ restrîns din motivele funcționale explicate mai sus, p_{Max} fiind presiunea maximă admisă de instalație;

— un al doilea interval, care poate diferi de primul $p \in [p_{\min,\eta}\,;\, p_{\max,\eta}]$ impus de eventuala funcţionare în condiţii de randament superior (trasat cu linie punctată).

Figura 4. redă caracteristica mecanică, statică, a motorului electric de antrenare ME_1;

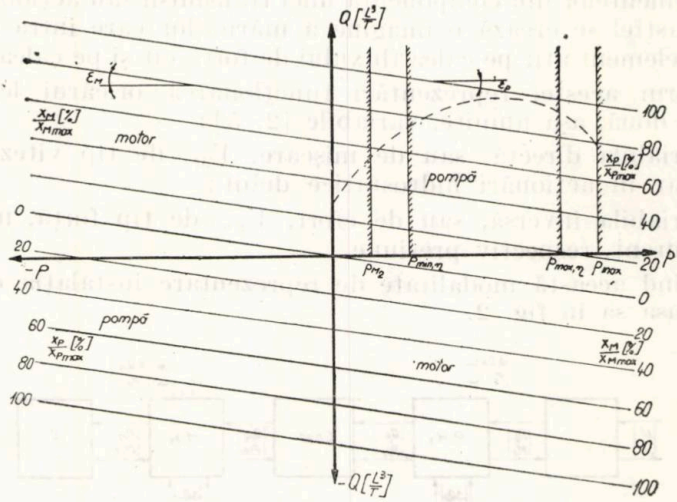


Fig. 3

b). *Pierderi în motorul hidraulic rotativ*

Ecuaţia fascicolului reprezentat în fig. 3. în cadranele 2 şi 4 este dată de :

$$Q_M = Q_{0M} - k_M p_M \tag{4}$$

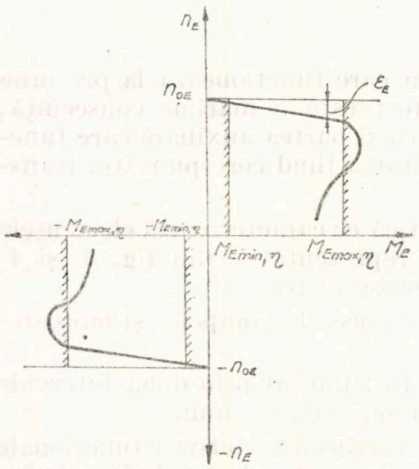


Fig. 4

unde Q_{OM} este debitul teoretic al motorului în gol.

$k_M = \dfrac{\partial Q_M}{\partial p_{M_1}}$ este panta caracteristicii.

Q_M este debitul real la o presiune dată p_{M_1}.

Q_{OM} şi Q_M sînt exprimabile funcţie de capacitatea motorului C_M, de reglarea motorului X_M şi de turaţie, n_M, sub formele de mai jos :

$$Q_M = C_M X_M n = d_M n_M$$
$$Q_{OM} = C_M X_M n_{OM} = d_M n_{OM} \tag{4}$$

În relaţiile 5, s-au mai notat prin :

C_M — constantă a motorului ;

X_M — parametru reglabil al capacităţii motorului ;

d_M — capacitatea motorului.

Valoarea instantanee a turaţiei motorului hidraulic rezultă, funcţie de parametrii constructivi şi funcţionali prin înlocuirea relaţiilor (4) (3) ; se obţine astfel

$$n_M = n_{OM} - \frac{k_N}{d_M} p_{M_1} \tag{5}$$

Pentru a exprima turaţia n_M funcţie de M_M se scrie valoarea acestuia ca diferenţa dintre momentul dat de fluidul sub presiune activă p_{M_1} şi momentul dat de fluidul sub presiunea de alimentare, p_{M_2} :

$$p_{M_1} \frac{d_M}{2} - p_{M_2} \frac{d_M}{2} = M_M \tag{6}$$

şi deci,

$$p_{M_1} = \frac{2}{d_M} M_M + p_{M_2} \tag{7}$$

Relaţia (7) conduce împreună cu (5) la :

$$n_M = n_{OM} - 2 \frac{k_M}{d_M^2} M_M - \frac{k_M}{d_M} p_{M_2} \tag{8}$$

Pierderea de turaţie a motorului datorată propriilor pierderi are expresia :

$$\Delta n_{MM} = 2 \frac{k_M}{d_M^2} M_M + \frac{k_M}{d_M} p_{M_2} \tag{9}$$

În figura 5. sînt reprezentate ecuaţiile (8) şi (9).

Din analiza ecuaţiilor (8) şi (9) observăm faptul că factorii care contribuie la scăderea turaţiei sînt :

— momentul motor prin termenul $2k_M/d_M^2$ şi

— momentul folosit de motor penru a învinge momentul rezistent pe conducta de refulare prin termenul $(k_M/d_M)p_{M_2}$.

Trebuie arătat faptul că aceste momente pot fi considerate constante doar în regim staţionar ; pentru regim dinamic trebuie avut

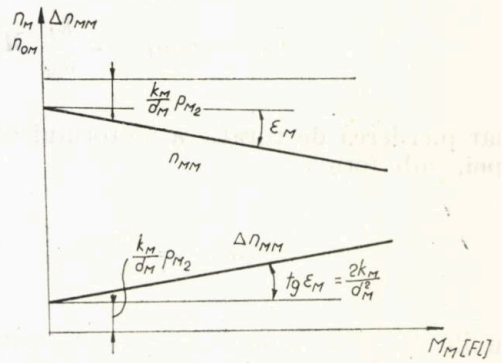


Fig. 5

însă în vedere printre altele, caracterul variabil al capacității motorului C_M (și implicit a lui d_M), etc.

c). *Pierderi de turație datorate pierderilor din pompă*

Ecuația fasciculului de caracteristici statice reprezentate în fig. 3. în cadranele 1 și 3 este descrisă de relația (10):

$$Q_P = Q_{OP} - k_P p_{P_1} \tag{10}$$

Mărimile folosite au următoarele expresii și semnificații:
$Q_P = C_P X_P n_E = d_P n_E$ debitul pompei la o presiune p
$Q_{OP} = C_P X_P n_{OE} = d_P n_{OE}$ debitul teoretic la mers în gol.

$$k_P = \frac{\partial Q_P}{\partial p_{P_1}} = \operatorname{tg} \varepsilon_P \text{ panta caracteristicii} \tag{11}$$

În (11) s-au mai notat:
C_P — constantă a pompei;
X_P — parametru reglabil al debitului pompei;
d_M — capacitate reglabilă a pompei.

Relațiile de continuitate în gol și în sarcină se scriu sub forma (12):

$$\begin{aligned} Q_P &= Q_M \\ Q_{OP} &= Q_{OM} \end{aligned} \tag{12}$$

cu ajutorul lor fiind posibilă reducerea ecuației de mișcare a pompei (10) la axul motorului hidraulic.

Folodind ecuațiile (7), (10), (11) și (12) se obține valoarea contribuției pompei la turația motorului dată sub forma:

$$n_{MP} = n_{OMP} - 2 \frac{k_P}{d_M^2} M_M - \frac{k_P}{d_P} (p_{M_2} + \Delta p) \tag{13}$$

iar pierderea de turație a motorului datorată pierderilor statice ale pompei, sub forma:

$$\Delta n_{MP} = \frac{k_P}{d_M} (p_{M_2} + \Delta p) + 2 \frac{k_P}{d_M^2} M_M \tag{14}$$

unde Δp este căderea de presiune între pompă și motor.

Valorile n_{MP} și n_{0MP}, turațiile în sarcină și în gol ale motorului datorate pierderilor din pompă pot fi scrise și raportate la turațiile corespun-

zătoare ale pompei utilizînd ecuațiile de continuitate (12) scrise sub formele (15),

$$n_{MP} = n_E d_P/d_M$$
$$n_{0MP} = n_{0E} d_P/d_M \tag{15}$$

Caracteristicile descrise de ecuațiile (13) și (14) sînt reprezentate în figura 6.

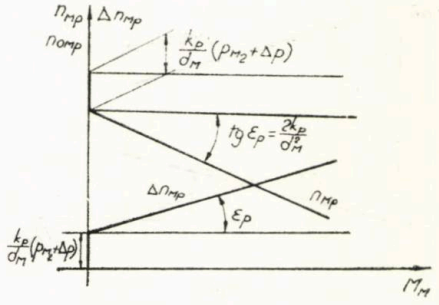


Fig. 6

Ca și la pierderile motorului, analiza ecuațiilor (13) și (14) permite evidențierea a trei factori a căror creștere determină scăderea turației motorului prin pierderile suferite de pompă, și anume :

— momentul motor prin $2k_p/d_M$.

— presiunea pe conducta de aspirație a pompei p_M prin k_p/d_M,

— căderea de presiune între pompă și motor prin aceleași termen k_p/d_M.

d). *Pierderi de turație datorate pierderilor din motorul electric.*

Evaluarea pierderilor de turație ale motorului hidraulic datorate pierderilor din motorul electric se face folosind ecuația caracteristicii mecanice ilustrată în fig. 4. ; funcție de turația de sincronism n_{0E} și pentru domeniul $M \in [0, M_{E\max}]$ aceasta are expresia [7] :

$$n_E = n_{0E} - k_E M_E \tag{16}$$

În vederea reducerii pierderilor la arborele motor se ține cont de următoarele condiții funcționale scrise matematic în relațiile de forma (17) :

$$n_E = n_M \frac{d_M}{d_P} \quad \text{sau} \quad n_M = n_E \frac{d_P}{d_M} \tag{17}$$

În (16) s-au notat prin :

$k_E = \dfrac{\partial n_E}{\partial_{ME}}$ panta caracteristicii mecanice a motorului electric.

M_E — momentul mecanic al motorului electric.

Momentul M_E din (16) trebuie exprimat funcție de momentul motorului hidraulic M_M ; această exprimare se poate face prin scrierea bilanțului energetic între ieșirea motorului electric și ieșirea motorului hidraulic.

În aceste condiții, randamentul total are expresia :

$$\eta_T = \frac{M_M \cdot n_M}{M_E \cdot n_E} \tag{18}$$

și înglobează pierderile totale din pompă prin η_P, din conducte, prin η_C și din motorul hidraulic prin η_M considerate în lucrare a fi constante cu încărcarea sistemului.

Ținînd seama de (17) și (18) ecuația (16) devine în final:

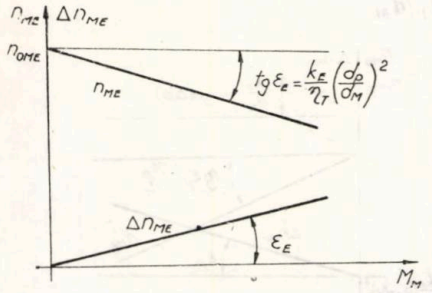


Fig. 7

$$n_{ME} = n_{OME} - \frac{k_E}{\eta_T}\frac{d_p^2}{d_M^2} M_M \qquad (19)$$

și reprezintă valoarea turației motorului hidraulic funcție de pierderile din motorul electric.

Pierderea de turație a motorului hidraulic datorată pierderilor din motorul electric are expresia:

$$\Delta n_{ME} = \frac{k_E}{\eta_T}\frac{d_p^2}{d_M^2} M_M \qquad (20)$$

Ecuațiile (19) și (20) sînt reprezentate grafic în fig. 7.

Din considerarea relațiilor (19) și (20) și a graficelor lor corespunzătoare se observă că pierderile motorului hidraulic sînt direct proporționale cu pierderile din motorul electric; acestea din urmă sînt amplificate de pătratul raportului d_P/d_M care de cele mai multe ori se transformă în X_P/X_M (întrucît $C_P = C_M$)

Corelarea pierderilor statice

Aplicarea principiului suprapunerii efectelor la sistemul propus permite determinarea turației motorului hidraulic și a pierderilor de turație datorate pierderile din toate elementele.

Conform acestui principiu, se poate scrie:

$$n_M = n_{OM} - \Sigma(\Delta n) = n_{OM} - (\Delta n_{MM} + \Delta n_{MP} + \Delta n_{ME}) \qquad (21)$$

Folosind relațiile (9), (14) și (20) ecuația (21) devine:

$$n_M = n_{OM} - \frac{1}{d_M}[k_M \cdot p_{M_2} + k_P \cdot p_{M_2} + k_P \Delta p] - \\ - 2\left[\frac{k_M}{d_M^2} + \frac{k_P}{d_M^2} + \frac{k_E}{2d_M^2}\frac{d_p^2}{\eta_T}\right] M_M \qquad (22)$$

Pierderea globală de turație are expresia:

$$\Delta n_M = \frac{1}{d_M} k_M p_{M_2} + k_P(p_{M_2} + \Delta p)] + \frac{2}{d_M^2}\left[k_M + k_P + \frac{k_E}{2}\frac{d_P^2}{\eta_T}\right] M_M \qquad (23)$$

Cele două expresii finale au fost explicitate în funcție de momentul motor M_M; întrucît pentru compensarea pierderilor se poate folosi o reacție hidraulică de tip proporțional, ele pot fi explicitate și în funcție de p_{M_2}, de exemplu, rezultînd:

$$n_M = n_{OM} - \frac{1}{d_M}\left[k_P \Delta p - \frac{k_E}{2}\frac{d_p^2}{\eta_T} p_{M_2}\right] - \frac{1}{d_M}\left[k_M + k_P + \frac{k_E}{2}\frac{d_p^2}{\eta_T}\right] p_{M_1} \quad (24)$$

$$\Delta n_M = \frac{1}{d_M}\left[k_P \Delta p - \frac{k_E}{2}\frac{d_p^2}{\eta_T} p_{M_2}\right] + \frac{1}{d_M}\left[k_M + k_P + \frac{k_E}{2}\frac{d_p^2}{\eta_T}\right] p_{M_1} \quad (25)$$

n_{OM} are expresia cunoscută $n_{OM} = n_{OE}\, d_P/d_M$.

Perechile de ecuații (22), (23), și (24), (25) aduse în prealabil la formele sînt reprezentate în figurile 8.a. și b.:

$$\begin{cases} n_M = n_{OM} - \Delta - k_G M_M \\ \Delta n_M = \Delta + k_G M_M \end{cases} \quad (26)$$

sau,

$$\begin{aligned} n_M &= n_{OM} - A' - k'_G \cdot p_{M_1} \\ \Delta n_M &= A' + k'_G p_{M_1} \end{aligned} \quad (27)$$

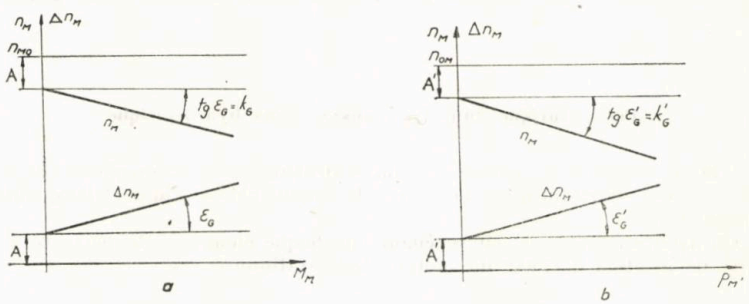


Fig. 8

În relațiile de mai sus:

$$n_{OM} = n_{OE}\frac{d_P}{d_M} = n_{OE}\frac{c_P}{c_M}\frac{x_P}{x_M} = n_{OE}\frac{x_P}{x_M} \quad (28)$$

pentru $C_P = C_M$.

Concluzii

Lucrările care abordează fenomenele din variatoarele hidrostatice de turații consideră, în unanimitate că turația motorului electric ar fi constantă; ipoteza simplifică calculele, dar, așa cum s-a arătat mai sus afectează din punct de vedere cantitativ rezultatele, și pentru calcule

precise, precum și pentru punerea la punct a unui circuit de compensare a pierderilor statice, evaluarea pierderilor din toate cele trei elemente este necesară.

Conținutul lucrării este și el, așa cum s-a arătat pe parcurs puțin simplificat în sensul că s-a considerat că randamentele sînt constante în raport cu încărcarea sistemului.

Determinarea experimentală este însă mai utilă, introducerea valorilor în fiecare punct putîndu-se face în cadrul unui program de calcul.

Conținutul luerării este menit să ofere sub ambele aspecte, cantitativ și calitativ, o imagine a pierderilor statice din variatoarele hidrostatice și o bază de plecare pentru analizarea modului în care este posibilă compensarea acestora.

Pe baza concluziilor analizei se poate apoi elabora prin sinteză un circuit de compensare.

BIBLIOGRAFIE

1. *Blackburn, I. F.*, Fluid power control
2. *Ionescu, Fl.*, Dinamica sistemelor hidraulice cu reglare volumică continuă. Referatul I la teza de doctorat. Institutul Politehnic București, 1975.
3. *Lewis, E.*, Sisteme automate hidraulice, București, Editura Tehnică, 1967.
4. *Oprean, A., Marin V., Dorin, Al.*, Acționări hidraulice, București, Editura Tehnică, 1976.
5. *Reid, K. N.* Fluid Power Control I Fall 1971 MAE 5453.
6. *Thoma, J.*, Transmissions hydrostatiques, Paris, Dunod, 1968.
7. *Fransua, Al. Saal, C. Țopal.* , Acționări electrice Editura didactică și pedagogică București 1975.

Perte statique dans les transmissions hydrostatique

L'étude examine les pertes statiquees identifieés dans la chaine des éléments d'un variateur hidrostatique (la pompe, le moteur hidrostatique et l'appareillage de comande)

On détermine la perte en revenant au chaque élément á la perte totale de vitesse de rotation de l'axe du moteur hidrostatique

BULETINUL INSTITUTULUI POLITEHNIC „GHEORGHE GHEORGHIU-DEJ"
BUCUREȘTI
SERIA MECANICĂ
Tomul XL — 1978, Numărul 1

TEHNOLOGIA MATERIALELOR

C.Z.: 621.77 :620.179.16
621.77.004

CERCETĂRI PRIVIND INFLUENȚA ULTRASUNETELOR ASUPRA CALITĂȚII SUPRAFEȚELOR PIESELOR DIN OLC-45 PRELUCRATE PRIN DEFORMARE PLASTICĂ ÎN CÎMP ULTRASONOR

Ð. DRIMER, GH. AMZA*

În lucrare se arată o metodă nouă de îmbunătățire a calității caracteristicilor suprafețelor folosind ca prelucrare finală, o prelucrare cu ultrasunete.

Utilizînd această metodă, rezultatele experimentale obținute au demonstrat o creștere a durității de 2...2,5 ori, o îmbunătățire a rugozității de 4...8 ori, o creștere de pînă la 60% a rezistenței la oboseală, o creștere cu peste 100% a rezistenței la uzură și o netă creștere a rezistenței la coroziune.

Pentru a mări fiabilitatea organelor de mașini se folosește o prelucrare de finisare prin deformare plastică, care conduce la durificarea stratului superficial, îmbunătățirea calității suprafețelor și a preciziei dimensionale. Procesul de deformare plastică la rece a stratului superficial are ca rezultat nu numai îmbunătățirea macro și microgeometriei suprafeței, a preciziei dimensionale și de formă, ci simultan cu aceasta, are loc și îmbunătățirea proprietăților fizico-mecanice și fizico-chimice ale pieselor prelucrate.

Dezavantajele metodelor clasice de deformare plastică la rece (rulare, alunecare, lovire etc.) constau în aceea că: necesită forțe de apăsare mari, introduc tensiuni interne mari, sculele și utilajele sînt complicate și greu de realizat, necesită mașini specializate etc. O metodă eficace pentru micșorarea sarcinilor statice în timpul deformării plastice a metalelor este aceea de a aplica sculelor oscilații ultrasonore, energia ultrasonoră aducîndu-și un aport deosebit în desfășurarea procesului de deformare plastică a metalelor [2]. Avantajele acestei metode rezultă din: forțele mici aplicate pieselor în timpul deformării, simplitatea procedeului, a sculelor și utilajelor, folosirea mașinilor-unelte universale etc.

Absorbția locală a energiei ultrasunetelor [7] conduce la modificarea condițiilor de curgere a metalului și o deformare mai ușoară. În anumite părți ale ciclului, tensiunile statice se adună la tensiunile variabile ca semn făcînd ca suma lor să devină suficientă pentru a învinge dislocațiile de bariere potențiale și pentru a conduce la o curgere mai ușoară. Pe lîngă acestea, acțiunea ultrasunetelor conduce la o activare a mișcării disloca-

Manuscris predat redacției la data de 21 martie 1977

* Prof. dr. ing. la Cat. Tehnologia materialelor: Asistent ing. la Cat. Tehnologia materialelor.

ţiilor, menţinute pe loc de obstacole şi la apariţia dislocaţiilor în interiorul surselor existente uşurînd în acest mod procesul de deformare plastică |6|.

Dacă se presupune o linie de dislocaţie blocată în două puncte (imperfecţiuni ale cristalului sau reţelei), mişcarea unei dislocaţii sub influenţa tensiunii alternative periodice a ultrasunetului poate fi asemuită cu cea a unei corzi vibrante dată de ecuaţia diferenţială :

$$A\frac{\partial^2\xi}{\partial t^2} + B\frac{\partial \xi}{\partial t} - C\frac{\partial^2\xi}{\partial y^2} = b\cdot\tau \tag{1}$$

în care :

A este masa efectivă pe unitate de lungime dată de relaţia :

$$A = \pi\cdot\rho\cdot b^2 \tag{2}$$

C este tensiunea efectivă dintr-o dislocaţie curbată dată de relaţia :

$$C = 2\cdot\frac{G\cdot b^2}{\pi(1-\mu)} \tag{3}$$

B este forţa de amortizare pe unitatea de lungime a dislocaţiei şi pe unitatea de viteză, dată de relaţia |10| :

$$B = \frac{3\cdot k\cdot T\cdot z}{10\cdot C_T\cdot a^2} \tag{4}$$

ξ — deplasarea unei dislocaţii de lungime l ;
ρ — densitatea materialului ;
b — vectorul Burgers ;
G — modulul de elasticitate transversal ;
σ — tensiunea aplicată
y — coordonatele de-a lungul liniei de dislocaţie ;
μ — coeficientul Poisson ;
c — viteza undei transversale ;
k — constanta lui Boltzman ;
a — parametrul reţelei cristaline

Frecvenţa de rezonanţă a unei linii de dislocaţie rezultată din ecuaţia corzii vibrante (1) este dată de expresia :

$$f_0 = \frac{1}{2\cdot l}\sqrt{G/2\pi\rho} \tag{5}$$

Relaţia (5) este foarte importantă deoarece pentru fiecare material metalic cunoscîndu-se G, ρ şi l se poate calcula f_0, parametru foarte important în calculul şi proiectarea unui bloc ultraacustic şi în special în calculul concentratorului de energie ultrasonoră |1|.

Ținînd cont de aceste argumente și ipoteze s-a construit o instalație experimentală (fig. 1) pe care s-au efectuat o serie de experimentări. Experiențele efectuate au avut drept scop calculul și construcția unor concentratoare speciale tip bilă precum și studierea comparativă a principalelor caracteristici calitative ale stratului superficial : rugozitatea supra-

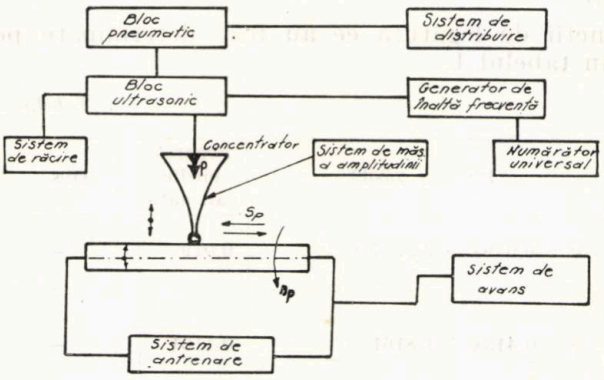


Fig. 1

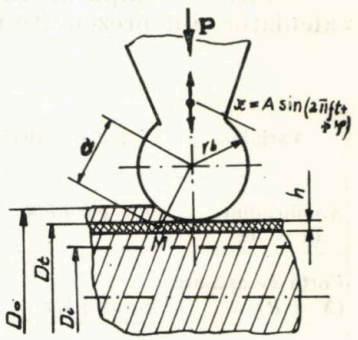


Fig. 2

feței R_a, duritatea HB, adîncimea ecruisării h (fig. 2), tensiunile remanente, microstructura, rezistența la uzură și la oboseală. Concentratorul de energie ultrasonoră cu variație exponențială a secțiunii |1| are partea activă sub forma unei sfere pulsante care transmite suprafeței cu care vine în contact o energie mecanică dată de relația |3| :

$$p = j\omega \frac{\rho \cdot r_b \cdot A}{a} \left(\frac{\lambda - 2\pi r_b \cdot j}{\lambda + 2\pi r_b \cdot j} \right) \cdot e^{j[\omega t - k(r_b - a)]} \tag{6}$$

în care :

A — amplitudinea vitezei particulei ;
ρ — densitatea mediului în care se propagă ;
r_b — raza bilei concentratorului ;
ω — pulsația unghiulară ;
λ — lungimea de undă a ultrasunetului ;
a — distanța punctului considerat față de centrul bilei.

Experiențele s-au efectuat pe piese de tipul axelor, confecționate din OLC 45 și OL 37. S-a constatat că în afară de parametrii tehnologici o mare importantă prezintă și parametrii acustici asupra calității suprafeței pieselor prelucrate. Eficacitatea acțiunii ultrasunetelor a fost apreciată cu ajutorul unor coeficienți corespunzători, de forma : $\eta_p = P_0/P_u$ după valorile forței statice de apăsare : $\eta_{Ra} = R_{a_0}/R_a^u$ — după gradul de asperitate : $\eta_{HB} = HB_0/HB_u$ după gradul de ecruisare : $\eta\sigma_{-1} = \sigma_{-1}^0/\sigma_{-1}^u$ după rezistența la oboseală : $\eta_\varphi = \tau_\varphi^0/\tau_\varphi^u$, după existența tensiunilor remanente |5|.

Lucrarea de față își propune să analizeze rugozitatea suprafeței R_a în condițiile rezultatelor preliminare obținute experimental |9|.

Pentru a ști în fiecare moment influența diferiților factori asupra rugozității suprafeței precum și pentru a putea alege valorile optime ale factorilor în vederea obținerii unei rugozități necesare scopului propus s-a determinat prin metoda corelației o serie întreagă de funcții de legătură între rugozitate și forța de apăsare, între rugozitate și amplitudine, între rugozitate și avans etc.

Cîteva exemple de funcții de legătură ce au fost determinate pe calculator sînt prezentate în tabelul 1.

Tabelul 1

Variabila	Tipul funcției	Funcția găsită	Eroarea medie calculată	Obs.
Amplitudinea ($x = A$)	$y = ax + b/x$	$y = 0{,}039x + 2{,}2667/x$	0,0197	–
Forța de apăsare ($X = P$)	$y = ax + b/x$	$y = 0{,}413x + 1{,}8161/x$	0,1161	–
Avansul piesei ($x = s$)	$y = ax + b/x$	$y = 0{,}055x + 2{,}6885/x$	0,0991	–
Raza bilei concentratorului	$y = ax + b/x$	$y = 0{,}0042x + 19{,}004/x$	0,089	–
Amplitudinea $x = A$	$y = ax^2 + b/x$	$y = 0{,}0005x^2 + 2{,}2588/x$	0,0238	–
Forța de apăsare	$y = ax^2 + b/x$	$y = 0{,}0029x^2 + 0{,}2039/x$	0,0846	–
Avansul piesei	$y = ax^2 + b/x$	$y = 0{,}0002x^2 + 2{,}8404/x$	0,0058	
Raza bilei	$y = ax^2 + b/x$	$y = 0{,}0001x^2 + 19{,}6458/x$	0,0658	
Amplitudinea	$y = ax^2 + bx + c + d/x$	$y = 0{,}006x^2 - 0{,}1144x + 0{,}4719 + 1{,}9472/x$	0,0053	cea mai bună
Forța de apăsare	$y = ax^2 + bx + c + d/x$	$c \quad y = 0{,}0063x^2 - 0{,}1161 + 1{,}088 - 0{,}0915/x$	0,0032	cea mai bună
Avansul piesei	$y = ax^2 + bx + c + d/x$	$y = 0{,}0019x^2 - 0{,}070x + 0{,}07545 + 0{,}7737/x$	0,00021	cea mai bună
Raza rolei	$y = ax^2 + bx + c + d/x$	$y = -0{,}0030x^2 + 0{,}1911x - 3{,}577 + 39{,}093/x$	0,0015	cea mai bună

Se vede așadar că cea mai bună relație de legătură între parametrii studiați ar fi cea de genul:

$$y = ax^2 + bx + c + d/x \tag{7}$$

În anumite situații această metodică este bună, dar, fiind foarte mulți factori care contribuie la modificarea rugozității în mod diferit, această metodă ar necesita un timp foarte mare de studiu și experimentări,

consum mare de material și scule etc. De aceea pentru a determina influența factorior tehnologici și acustici asupra rugozității se propune pentru rugozitate o ecuație de forma :

$$R_a = c \cdot A^{x_1} \cdot \nu^{x_2} \cdot P_0^{x_3} \cdot R_{a_0}^{x_4} \cdot r_b^{x_5} \cdot v_p^{x_6} \cdot s_p^{x_7} \cdot i^{x_8} \tag{8}$$

în care :

C — constanta ce ține cont de materialul piesei și al concentratorului;
A — amplitudinea oscilației, în μm :
P_0 — forța statică de apăsare, în daN;
ν — frecvența ultrasunetelor, în KHz;
R_{a_0} — rugozitatea inițială (de la prelucrarea anterioară) în μm;
r_b — raza bilei concentratorului, în mm;
v_p — viteza de rotație a piesei, în m/min;
s_p — avansul piesei, în mm/rot;
i — numărul de treceri

Folosirea relației (8) pentru determinarea rugozității în momentul cînd se lucrează la anumiți parametrii, necesită cunoașterea parametrilor $x_1 \ldots x_8$ și a constantei C, lucru foarte greu de realizat prin metode clasice și care ar necesita un mare volum de muncă și mult consum de materiale și timp.

De aceea, folosind teoria corelației multiple /8/, în cazul datelor experimentale obținute se pot determina valorile coeficienților $x_1 \ldots x_8$ și a constantei C folosind metoda Gauss-Legendre.

Prin logaritmarea ecuației (8) se obține :

$$\ln R_a = \ln C + x_1 \ln A + x_2 \ln \nu + x_3 \ln P_0 + x_4 \ln R_{a_0} + x_5 \ln r_b + \\ + x_6 \ln v_p + x_7 \ln s_p + x_8 \ln i \tag{9}$$

Făcînd substituțiile :

$$\left.\begin{array}{l} \ln R_a = y\,;\ \ln c = x_0\,;\ \ln A = a_1\,;\ \ln \nu = a_2\,;\ \ln P_0 = a_3\,; \\ \ln R_{a_0} = a_4\,;\ \ln r_b = a_5\,;\ \ln v_p = a_6\,;\ \ln s_p = a_7\,; \\ \ln i = a_8 \end{array}\right\} \tag{10}$$

ecuația (9) devine o ecuație liniară de forma :

$$Y = x_0 + a_1 x_1 + a_2 x_2 + a_3 x_3 \ldots\ldots + a_n x_n \tag{11}$$

În ecuația (11) se cunosc coeficienții $a_1 \ldots a_n$ din datele experimentale, coeficienții $x_0 \ldots x_n$, numiți și coeficienții de regresie arătînd ce pondere are influența fiecărei caracteristici factoriale asupra funcției (8), se determină cu ajutorul metodei celor mai mici pătrate /8/. Pentru aceasta se pune condiția că erorile dintre valorile determinate experimental și cele

determinate pe baza ecuației de regresie să fie minime. De aceea se consideră funcția erorilor F de forma :

$$F = \Sigma(Y - x_0 - a_1x_1 - a_2x_2 \ldots\ldots - a_nx_n)^2 \tag{12}$$

Pentru ca funcția erorilor să fie minimă trebuia ca derivatele parțiale în raport cu coeficienții x_0, $x_1 \ldots x_n$ ale funcției să se anuleze, adică :

$$\begin{cases} \dfrac{\partial F}{\partial x_0} = -2\Sigma(y - y_0 - a_1x_1 - a_2x_2 - \ldots - a_nx_n)(-1) = 0 \\ \partial\dfrac{\partial F}{\partial x_1} = 2\Sigma(y - x_0 - a_1x_1 - a_2x_2 - \ldots - a_nx_n)(-a_1) = 0 \\ \dfrac{\partial F}{\partial x_2} = 2\Sigma\,(y - x_0 - a_1x_1 - a_2x_2 - \ldots\ a_nx_n)\,(-a_2) = 0 \\ \cdots\cdots\cdots\cdots\cdots\cdots\cdots\cdots\cdots\cdots \\ \dfrac{F}{x_n} = 2\Sigma\,(y - x_0 - a_1x_1 - a_2x_2 - \ldots - a_nx_n)\,(-a_n) = 0 \end{cases} \tag{13}$$

Din condițiile (13) rezultă sistemul :

$$\begin{cases} n\ x_0 + x_1\,\Sigma a_1 + x_2\Sigma a_2 + \ldots\ldots + x_n\Sigma a_n = \Sigma y \\ x_0\Sigma a_1 + x_1\Sigma a\ + x_2\Sigma a_2a_1 + \ldots\ldots + x_n\Sigma a_na_n = \Sigma a_1 \cdot y \\ x_0\Sigma a_2 + x_1\Sigma a_1a_2 + x_2\Sigma a\ + \ldots\ldots + x_n\Sigma a_na_2 = \Sigma a_2 \cdot y \\ \cdots\cdots\cdots\cdots\cdots\cdots\cdots\cdots\cdots\cdots \\ x_0\Sigma a_n + x_1\Sigma a_1a_n \cdot x_2\Sigma a_2a_n + \ldots\ldots + x_n\Sigma a_n^2 = \Sigma a_n \cdot y \end{cases} \tag{14}$$

Schema logică de calcul a exponenților din formula rugorizății este prezentată în fig. 3,4,5,6 și 7.

Rezolvarea sistemului (13) s-a făcut pe calculator prin metoda Gauss folosindu-se datele experimentale obținute, prezentate în tabelul 1.

Prelucrarea pieselor s-a făcut pe un prototip experimental de mașină de netezit, durificat și detensionat în cîmp ultrasonor realizată în cadrul catedrei de Tehnologia Metalelor din București, după schema de principiu din fig. 1. Generatorul de ultrasunete, cu lămpi, are frecvența cuprinsă între 16 și 28 KHz, putere de intrare 1,6 KW și puterea de ieșire de 0,8 KW, transductorul fiind de tip magnetostrictiv.

În urma prelucrării datelor experimentale a rezultat pentru rugozitate o relație de forma :

$$R_a = 2{,}5 \cdot 10^{-2} \cdot \frac{A^{0,5800} \cdot R_{a_0}^{0,5941} \cdot S_p^{1,6914} \cdot v_p^{0,1928} \cdot i^{1,3121}}{\nu^{0,5697} \cdot P^{0,6339} \cdot r^{0,8414}} [\mu m] \qquad (15)$$

Din analiza relației (15) rezultă că influența diferiților parametrii tehnologici și acustici asupra rugozității este foarte diferită. Se vede că influența cea mai mare asupra rugozității o au următorii parametrii, în

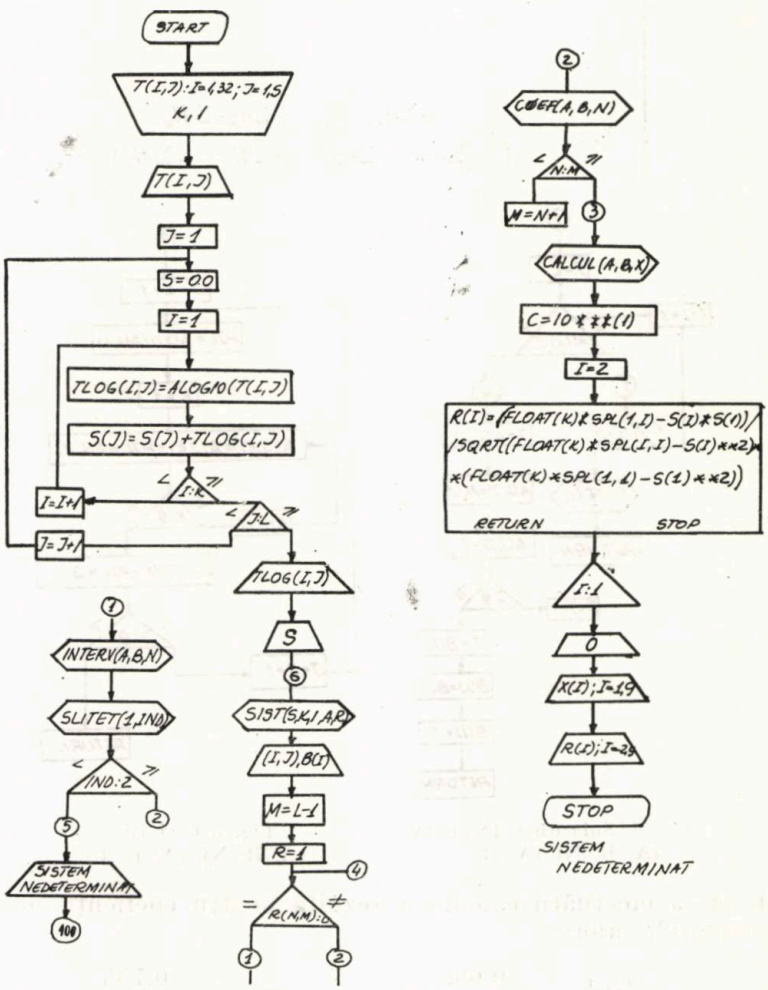


Fig. 3 Programul principal

ordinea importanței lor : avansul piesei s_p, numărul de treceri i, raza bilei concentratorului r_b, frecvența ultrasunetelor ν, rugozitatea inițială R_{a0} și amplitidinea de vibrație A.

De fapt precizia estimării legăturii dintre rugozitate și fiecare dintre parametrii enumerați se determină cu ajutorul unor coeficienți de corelație a rugozității față de fiecare dintre variabilele independente /8/ dați de relațiile :

$$\begin{cases} r_{R_a, A} = \dfrac{n \cdot \Sigma a_1 \cdot R_a - \Sigma a_1 \cdot \Sigma R_a}{\sqrt{[n\Sigma a_1^2 - (\Sigma a_1)^2][n\Sigma R_a - (\Sigma R_a)^2]}} \\ \cdots \qquad\qquad \cdots \\ r_{a,i} = \dfrac{n\Sigma a_8 \cdot R_a - \Sigma a_8 \cdot \Sigma R_a}{\sqrt{[n\Sigma a_1^2 - (\Sigma a_8)^2][n\Sigma R_a^2 - (\Sigma R_a)^2]}} \end{cases} \tag{16}$$

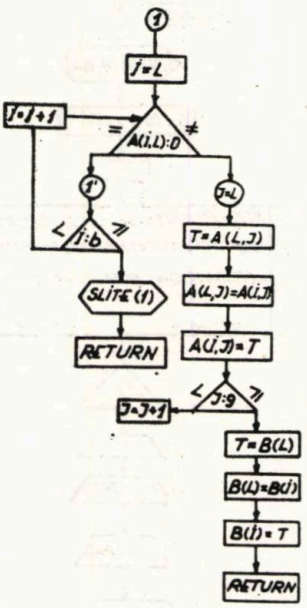


Fig. 4 Subrutina INTERV (A, B, N) (A, B, L)

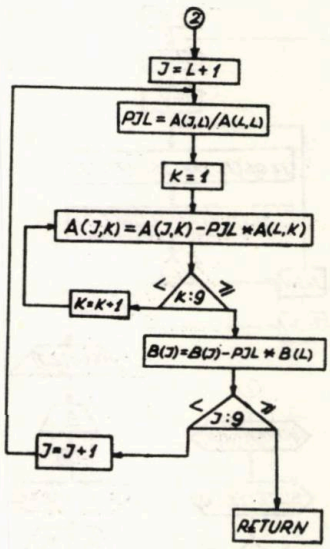


Fig. 5 C Ø EF (A, B, N) (A, B, L)

În urma efectuării calculelor rezultă pentru coefienții de corelație (16) următoarele valori :

$$\begin{aligned} r_{R_a, A} &= 0{,}632 & r_{R_a, r_b} &= -0{,}755 \\ r_{R_a, \gamma} &= -0{,}321 & r_{R_a, v_p} &= 0{,}102 \\ r_{R_a, P} &= -0{,}664 & r_{R_a, s_p} &= 0{,}805 \\ r_{R_a, R_{a_0}} &= 0{,}498 & r_{R_a, i} &= 0{,}042 \end{aligned} \tag{17}$$

Din analiza relațiilor (16) rezultă că funcția de legătură între rugozitatea suprafeței R_a și următorii parametrii : s_p, P_0, r_b, ν, v_p și A este cea presupusă prin relația (6) în timp ce legătura dintre rugozitate și parametrii v_p și i nu este cea presupusă prin relația (8).

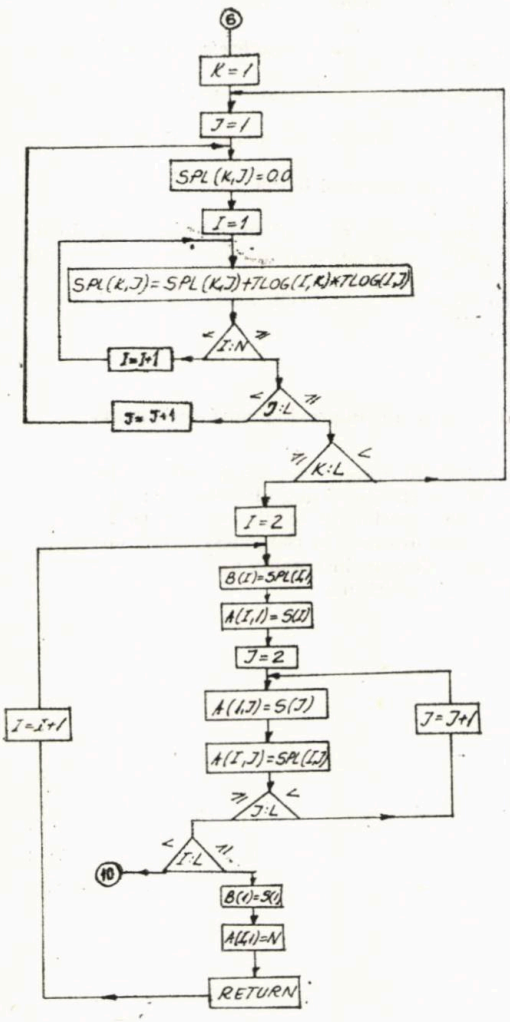


Fig. 6 Subrutina SIST (S, K, L, TLOG, SPL, A, B) (S, BN, L, TLOG, SPL, A, B)

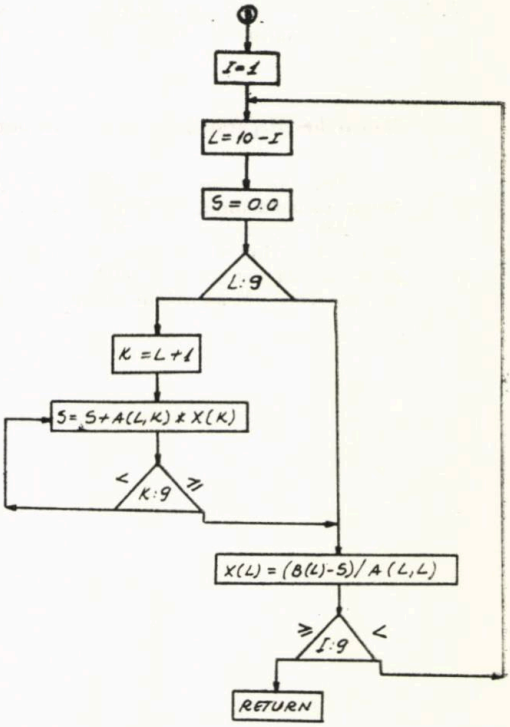


Fig. 7 Subrutina CALCUL (A, B, X) (A, B, X)

Cunoscînd relația (15) se poate determina tehnologia optimă de execuție a unor piese din OLC 45, pentru a obține o rugozitate a suprafeței dorite.

BIBLIOGRAFIE

1. *Amza, Gh., Drimer, D.*, Ultrasonics, London, september 1976, p. 222.
2. *Drimer, D., Amza, Gh.*, Researches Concerning the Work of the Surfaces of the Metalic Materials, Using the Ultrasonic Energy — ultrasonic International Congres, London 24/26 March 1975.
3. *Dorin Al., Drăgănescu, Fl., Zgură Gh.* — Determinarea expresiei rugozității în cazul strunjirii longitudinale, Construcția de Mașini, nr. 2, Anul XVIII, februarie 1976.
4. *Bădărău, F., Grumăzescu, A* — Ultraacustica fizică și tehnică Editura tehnică, București 1967.
5. *Teodorescu, P., Ilie, V* — Teoria elasticității și introducere în mecanica solidelor deformabile. Editura Dacia, Cluj-Napoca, 1976.
6. *Lasev, A.* — Primenie ultrazvukovîh kolebanii instrumenta pri rezanii metalov. In Vestnik Maşinostroienie, nr. 8 1962. p. 60—63.
7. *Pohlman, R, Lehieldt, O* — Influences of ultrasonic Vibration on metallic Friction, Ultrasonics, oct. 1964.
8. *Ciucu, G., Craiu, V.* — Introducere în statistica matematică și teoria probabilității, Editura Didactică și Pedagogică București 1971.
9. *Amza, Gh., Drimer, D.* — Cercetări privind îmbunătățirea calității suprafețelor prin durificare și netezire în cîmp ultrasonor. Sesiunea de Comunicări științifice „Tehnologii neconventionale IPB București Nov. 1974.
10. *Leibfried, G.* — Uber den Einfluss thermisch angergter schallwellen auf die plastische de formation Z, Physik 127, 1950, p. 344.

Researches Regarding Using of Ultrasonic Energy in Improving Surfaces' Ouality

The work shows a method of improving the quality features' surfaces by means of hardening, final machining and stress relieving using ultrasonic energy.

After using this method, one can see the experiments leading to a 2 to 2,5 times increasing of hardness, a 4 to 8 times improvement of roughness of the surface, an increasing up to 60% of lasting qualities, an increasing up to 100% pf fatigue strength, as well as an increasing of stain resistance.

BULETINUL INSTITUTULUI POLITEHNIC „GHEORGHE GHEORGHIU-DEJ"
BUCUREȘTI
SERIA MECANICĂ
Tomul XL — 1978, Numărul 1

ENERGETICĂ

C.Z. : 627.13
626

MIȘCAREA PERMANENTĂ NEUNIFORMĂ A DOI CURENȚI DE DENSITATE ÎNTR-UN CANAL TRAPEZOIDAL

V. NISTREANU, V. L. GRUIA*

Plecînd de la importanța cunoașterii mai exacte a curgerii curenților de densitate, lucrarea prezintă sistemul de ecuații diferențiale ale curgerii permanente neuniforme a doi curenți suprapuși într-o albie prismatică trapezoidală, ca și o metodă numerică de soluționare a acestui sistem prin folosirea calculatoarelor electronice numerice.

De asemenea din soluționarea unui caz concret se trag o serie de concluzii privind modul de variație a diverșilor parametri care influențează curgerea și forma suprafeței libere și a celei de separație.

Curgerea suprapusă a două sau mai multe lichide avînd densități diferite, cunoscută și sub denumirea „curgerea curenților de densitate", reprezintă un domeniu cu foarte mare aplicabilitate (răspîndirea petrolului pe suprafața apei, apariția penelor de apă sărată în estuare, descărcarea curenților de apă caldă de la termocentrale în rîuri, descărcarea unor debite mari de ape uzate în lacuri, rîuri sau mări, circulația curenților meteorologici, etc.), care interesează numeroși oameni de știință, ingineri, meteorologi, cercetători maritimi, etc. Aceasta explică și interesul destul de mare pe care îl arată cercetătorii studierii problemelor legate de diferitele aspecte ale curgerii curenților de densitate [1], [2], [3], [4], [5], , ș.a.

Lucrarea prezentă propune o nouă formă a sistemului de ecuații diferențiale ale mișcării permanente și neuniforme gradual variată a doi curenți de densități diferite, ρ_1 și $\rho_2 = \rho_1 + \Delta\rho$, într-un canal trapezoidal și o soluție numerică a acestui sistem, care permite determinarea atît a suprafeței libere și a celei de separație, cît și alte elemente ale curgerii.

1. Ecuațiile mișcării permanente neuniforme a doi curenți de densitate într-un canal trapezoidal

Una din metodele folosite pentru studiul curgerii curenților de densitate este aceea (denumită a „pseudo — vîscozității") care constă în completarea ecuațiilor de mișcare ale fluidelor omogene cu termeni care expri-

Manuscris predat redacției la data de 14 martie 1977
* Șef lucrări dr. ing. la Cat. de Hidraulică și mașini hidraulice; Ing. la Intr. de pompe București.

mă fenomene ce au loc în curgerile neomogene (variația densității, a temperaturii, etc.). Se obțin ecuații care s-au verificat cu măsurători experimentale [1], [3], [4]. În cele ce urmează s-au admis următoarele ipoteze, acceptate în literatura de specialitate :

a) diferența relativă de densitate este mică

$$\varepsilon = \frac{\rho_2 - \rho_1}{\rho_2} = \frac{\Delta\rho}{\rho_2} \leqslant 0{,}1.$$

și ca urmare influența ei asupra inerției este neglijabilă („aproximația Boussinesq") [3];

b) mișcarea stratului inferior este frînată de efortul tangențial pe fundul albiei τ_b, de cel la suprafața de separație τ și de cel pe pereții laterali τ_w, iar mișcarea stratului superior este frînată doar de τ_i și τ_w;

c) frecarea cu aerul se neglijează ($\tau_a = 0$), iar între straturi nu există schimb de masă ($q_1 = 0$, $q_2 = 0$ pe figura 1), adică repartiția presiunilor pe verticală se face conform distribuției hidrostatice.

În cazul general al mișcării neuniforme unidimensionale, cu notațiile de pe figura 1, ecuațiile de mișcare sînt [1]:

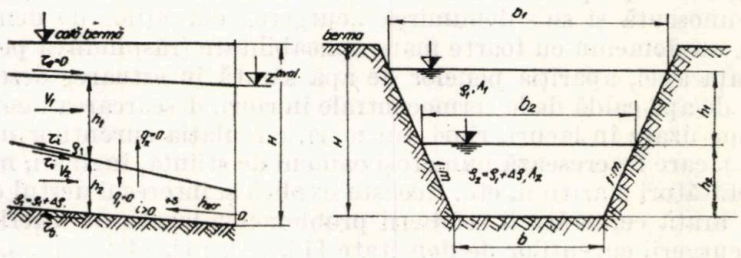


Fig. 1

$$\frac{\partial}{\partial s}\left[\frac{v_1^2}{2} + g(h_1 + h_2)\right] = -\left[\frac{\tau_i}{\rho_1 h_1} + \frac{2\tau_{w1}}{\rho_1 b_1}\right]$$

$$\frac{\partial}{\partial s}\left[\frac{v_2^2}{2} + \left(1 - \frac{\Delta\rho}{\rho_2}\right)(h_1 + h_2)g + \frac{\Delta\rho}{\rho_2} g h_2\right] = - \tag{2}$$

$$- \left[\frac{\tau_b - \tau_i}{\rho_2 h_2} + \frac{2\tau_{w2}}{\rho_2 b_2}\right]$$

în care v_1 și v_2 sînt vitezele medii în secțiune.

Eforturile tangenţiale se exprimă în mod frecvent [1], [4] prin următoarele relaţii :

$$\tau_b = \frac{1}{8}\lambda_b \cdot \rho_2 \cdot v_2 \cdot |v_2| \tag{3}$$

$$\tau_{w_k} = \frac{1}{8}\lambda_{w_k} \cdot \rho_k \cdot v_k \cdot |v_k| \qquad (k = 1,2) \tag{4}$$

$$\tau_i = \frac{1}{8}\lambda_i \cdot \rho_{1,2} \cdot (v_1 - v_2)|v_1 - v_2| \tag{5}$$

în care $\rho_{1,2}$ este densitatea medie a celor două straturi, iar λ_b, λ_w şi λ_i sînt coeficienţii adimensionali de frecare pe fundul albiei, pe pereţii laterali şi la suprafaţa de separaţie a celor două lichide. Experimental în [1] şi [4] s-a arătat că $\lambda_b \simeq \lambda_{w2}$.

Pe baza unor considerente dimensionale s-a dedus că valoarea coeficientului λ_i depinde de numărul Reynolds al mişcării, de un număr Froude intern şi de parametrii hidraulici ai curgerii. În cele ce urmează, s-a admis pentru λ_i expresia stabilită experimental de Zanotti [4]:

$$\lambda_i = \frac{1\,085}{Re^{0,93}} \tag{6}$$

cu

$$Re = \frac{4Rv_1}{\nu}, \qquad R = \frac{A_2}{b_2} \tag{7}$$

ν fiind coeficientul de vîscozitate cinematică, comun celor două straturi suprapuse.

Admiţînd expresiile (3), (4), (5), în cazul curgerii a doi curenţi de densitate într-un canal trapezoidal (figura 1), sistemul (2) devine :

$$i - \frac{dh_1}{ds}\left(1 - \frac{b_1 Q_1^2}{g \cdot A_1^3}\right) - \frac{dh_2}{ds} = i_1 \tag{8}$$

$$i - (1 - \varepsilon)\frac{dh_1}{ds} - \frac{dh_2}{ds}\left(1 - \frac{b_2 Q_2^2}{g A_2^3}\right) = i_2 \tag{9}$$

unde s-au notat :

$$i_1 = \frac{v_1^2}{C_1^2 R_1} - \frac{\lambda_i}{8g}(v_1 - v_2) \cdot |v_1 - v_2| \cdot \frac{b_2}{A_1} \tag{10}$$

$$i_2 = \frac{v_2^2}{C_2^2 R_2} - \frac{\lambda_i}{8g}(v_1 - v_2) \cdot |v_1 - v_2| \cdot \frac{b_2}{A_2} \tag{11}$$

$$A_1 = (b_1 - mh_1) \cdot h_1 = (b_2 + mh_1)h_1$$

$$A_2 = (b + mh_2) \cdot h_2$$

iar pentru coeficienţii lui Chézy C_1 şi C_2 s-a folosit relaţia lui Manning :

$$C_1 = \frac{1}{n} R_1^{1/6}$$

$$C_2 = \frac{1}{n} R_2^{1/6}$$

cu n coeficientul de rugozitate al canalului.

În literatura de specialitate nu se cunosc soluţii ale sistemului de ecuaţii (8), (9), care să permită determinarea suprafeţei libere şi a suprafeţei de separaţie.

Dacă H este adîncimea maximă a canalului (între bermă şi talveg) la capătul său aval, atunci folosind mărimile adimensionale

$$\alpha_1 = \frac{h_1}{H}, \quad \alpha_2 = \frac{h_2}{H}, \quad \beta = \frac{b}{H}, \quad \beta_2 = \frac{b_2}{H} \tag{12}$$

sistemul (8), (9), după cîteva transformări, devine :

$$\frac{i - i_1}{H} ds = [1 - A_{1.1} F_3(\alpha_1, \beta_2)] \cdot d\alpha_1 + d\alpha_2 \tag{13}$$

$$\frac{i - i_2}{H} ds = (1 - \varepsilon) \cdot d\alpha_1 + [1 - A_{1.2} F_3(\alpha_2, \beta)] \cdot d\alpha_2 \tag{14}$$

în care $A_{1.1}$ şi $A_{1.2}$ sînt constante avînd expresiile :

$$A_{1.1} = \frac{\alpha' Q_1^2}{g \cdot H^5} \qquad A_{1.2} = \frac{\alpha' Q_2^2}{g \cdot H^5} \tag{15}$$

iar $F_3(\alpha_1, \beta_2)$ şi $F_3(\alpha_2, \beta)$, reprezintă funcţia :

$$F_3(\alpha, \beta) = \frac{\beta + 2m\alpha}{\alpha^3(\beta + m\alpha)^3} \tag{16}$$

stabilită pentru un canal trapezoidal [5], pentru variabilele α_1, β_2 şi respectiv α_2, β. În (14), α' este constanta Coriolis egală cu 1,05 — 1,10.

2. Soluţia numerică a sistemului de ecuaţii.

Fiecare din ecuaţiile sistemului (13) se poate integra între capetele $j-k$ ale unui sector al canalului, dacă se consideră că mărimile i_1 şi i_2 rămîn constante pe sector şi egale cu valoarea lor medie $\tilde{i}_1$, respectiv $\tilde{i}_2$. Se

obține :

$$\frac{i-\tilde{i}_1}{H}(s_k - s_j) = \int_{\alpha_1^j}^{\alpha_1^k} [1 - A_{1.1} \cdot F_3(\alpha_1, \beta_2)] d\alpha_1 + (\alpha_2^k - \alpha_2^j) \tag{17}$$

$$\frac{i-\tilde{i}_2}{H}(s_k - s_j) = \int_{\alpha_2^j}^{\alpha_2^k} [1 - A_{1.2} \cdot F_3(\alpha_2, \beta)] d\alpha_2 + (1 - \varepsilon)(\alpha_1^k - \alpha_1^j) \tag{18}$$

Notînd integralele din ecuațiile (17), (18) cu I_1 și respectiv I_2 și presupunînd cunoscute mărimile în secțiunea $j(\alpha_1^j, \alpha_2^j)$, rezultă imediat cele din secțiunea k :

$$\alpha_1^k = \frac{i-\tilde{i}_2}{H} \cdot \frac{s_k - s_j}{1-\varepsilon} + \alpha_1^j - \frac{I_2}{1-\varepsilon} \tag{19}$$

$$\alpha_2^k = \frac{i-\tilde{i}_1}{H} \cdot (s_k - s_j) + \alpha_2^j - I_1 \tag{20}$$

Soluția sistemului (19), (20), formată din perechea de valori α_1^k și α_2^k, se obține prin încercări, procedînd în felul următor : se dă o valoare lui α_2^k, fie ea $\alpha_2^{k'}$; se introduce această valoare în ecuația (19), calculînd în prealabil pe cale numerică mărimile I_2 și $\tilde{i}_2$, cu valoarea $\tilde{\alpha}_2 = \frac{1}{2}(\alpha_2^j + \alpha_2^{k'})$; din ecuația (19) rezultă o valoare $\alpha_2^{k'}$ cu care se calculează I_1, apoi $\tilde{\alpha}_1 = \frac{1}{2}(\alpha_1^j + \alpha_1^{k'})$, și $\tilde{i}_1$; aceste mărimi se introduc în relația (20), din care rezultă o valoare $\alpha_2^{k''}$.

Dacă $\alpha_2^{k''} = \alpha_2^{k'}$ atunci soluția este dată de perechea de valori $(\alpha_1^{k'}, \alpha_2^{k'})$. Dacă $\alpha_2^{k''} \neq \alpha_2^{k'}$ calulul se reface plecînd cu valoarea inițială $\alpha_2^{k''}$. Calculele numerice efectuate au arătat că procedeul este convergent în cazul în care $\varepsilon < 0{,}07$.

Trebuie precizat că obținerea soluției necesită un volum mare de calcule numerice, incluzînd calculul mărimilor $\tilde{i}_1$ și $\tilde{i}_2$, a integralelor I_1 și I_2 și desfășurarea iterațiilor necesare. De aceea, rezolvarea propusă mai sus s-a făcut pe calculator, printr-un algoritm de tip Euler predicator — corector, care asigură pentru calculul înălțimilor o eroare mai mică de 0,0001. Programul alcătuit permite determinarea și a altor mărimi caracteristice ale curgerii, cum ar fi de exemplu vitezele medii în secțiune v_1 și v_2, efortirile tangențiale τ_{w1}, τ_{w2} și τ_b, numerele Froude și Reynolds ale mișcării, etc. Programul, denumit simbolic TRAPEZ, a cărui schemă logică este dată în figura 2, a mai ținut seama de o serie de alte condiții impuse cum ar fi : respectarea unor condiții geometrice și hidraulice (nedepășirea bermei, obținerea unor raze hidraulice pozitive), asigurarea stabilității calculului printr-o dublă convergență a soluțiilor la un număr de iterații mai mic de 999, pasul de iterație pentru α egal cu 0,01, intervalul de inte-

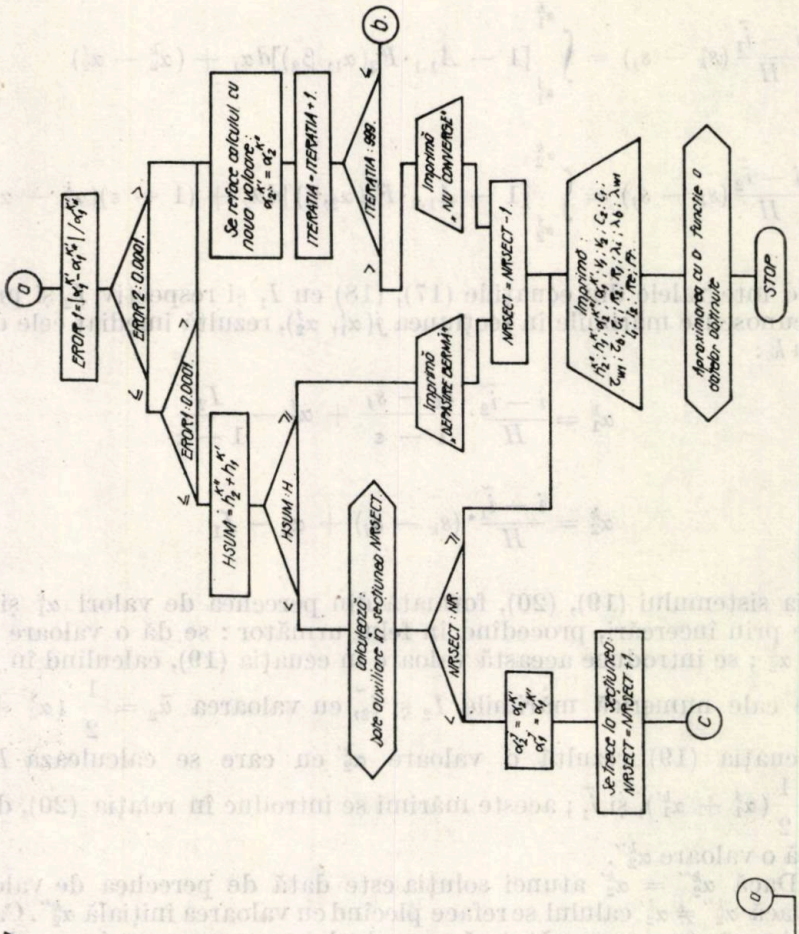

START
Citește datele
NRSECT = 1
Calculează
Calculează date auxiliare în secțiunea 1
NRSECT = 2
ITERAȚIA = 0
Calculează
Calculează
Calculează
Calculează
Calculează
Calculează
ITERAȚIA = ITERAȚIA + 1
ITERAȚIA = 999
Imprimă „NU CONVERGE"
NRSECT = NRSECT - 1
Imprimă
Aproximarea cu o funcție a datelor calculate
STOP
Calculează: date auxiliare în secțiunea NRSECT
Se trece la secțiunea NRSECT = NRSECT + 1
Imprimă „DEPĂȘIRE DOMENIU"
Se reface calculul cu noua valoare
ITERAȚIA = 0

Fig. 2

grare pentru I_1 şi I_2 împărţit în 450 de părţi, numărul secţiunilor de calcul egal cu 11, respectarea condiţiilor la limită.

Programul TRAPEZ a fost rulat pe calculatorul FELIX C 256 din dotarea Institutului Politehnic Bucureşti, utilizîndu-l pentru studierea mişcării într-un canal trapezoidal la care: $H = 7{,}5$ m; $b = 6$m; $i = 0{,}15\ ^0/_{00}$; $m = 2$; $L = 10.000$ m. Parametrilor li s-au dat valori diferite în limitele: $Q = 42 - 80$ m^3/s; $n = 0{,}010 - 0{,}020$; $\nu = (1{,}1 - 1{,}5) \cdot 10^{-6}$m^2/s; $\rho_1 = 1000$ Kg/m^3; $\varepsilon = 0{,}01 - 0{,}07$; $Z_{aval} = 3{,}75 - 6{,}75$m. S-a presupus că, la capătul său aval, canalul debuşează într-un lac a cărui suprafaţă liberă are cota Z_{aval} cunoscută şi constantă. De asemenea, pentru curentul inferior, panta versantului lacului fiind de regulă mai mare decît panta critică la debitul dat, în secţiunea de debuşare în lac se trece prin înălţimea critică. Aceste condiţii limită, des folosite în literatura de specialitate, pot fi exprimate astfel:

$$s = L \qquad \begin{matrix} \alpha_1 = \alpha_{1av} \\ \alpha_2 = \alpha_{2cr} \end{matrix} \qquad (21)$$

condiţii impuse a fi respectate la găsirea soluţiei.

Concluzii

Prin schimbarea sucesivă a datelor iniţiale s-au calculat circa 300 de variante, a căror rezultate au fost apoi prelucrate în diagrame, din a căror studiere se pot trage următoarele concluzii mai importante:

1. Pentru valori $\varepsilon \geqslant 0{,}07$ se constată o nefuncţionalitate a modelului matematic ales, stabilitatea soluţiei pierzîndu-se cu atît mai repede cu cît Q_2 are o pondere mai mare.

2. Stabilitatea sistemului de ecuaţii este mai mare cu cît coeficientul de rugozitate „n" este mai mare.

3. Se constată că suprafaţa liberă este practic o linie dreaptă. Suprafaţa de separaţie este o curbă a cărei curbură se schimbă în funcţie de Z_{aval} (figura 3).

4. La o variaţie a lui ε între 0,01 — 0,07, a coefieientului de vîscozitate cinematică ν între $1{,}1 - 1{,}5 \cdot 10^{-6}$ m^2/s şi a lui n între 0,010 —0,020, ceilalţi parametri fiind menţinuţi constanţi, s-a constatat o variaţie a nivelului suprafeţei libere de maxim 1 %. În acelaşi timp suprafaţa de separaţie creşte cu circa 70 % pentru creşterea maximă a lui ε, cu circa 15 % pentru creşterea maximă a lui n, respectiv scade cu circa 10 % pentru creşterea maximă a lui ν.

5. Diagramele de variaţie a vitezelor determinate în program, coincid bine cu ipotezele admise în literatură iar coeficienţii adimensionali λ_b, λ_w, λ_i variază în funcţie de numărul Reynolds după curbe ce se aseamănă cu cele din diagrama lui Nikuradze pentru un fluid omogen. Aceste asemănări confirmă într-o măsură mai mare justeţea modelului ales ca şi a metodei de soluţionare propusă.

În încheiere considerăm că soluția propusă deschide o direcție de cercetare în acest domeniu de foarte mare importanță teoretică și practică încă insuficient studiat, dar că în același timp este necesară în viitor o

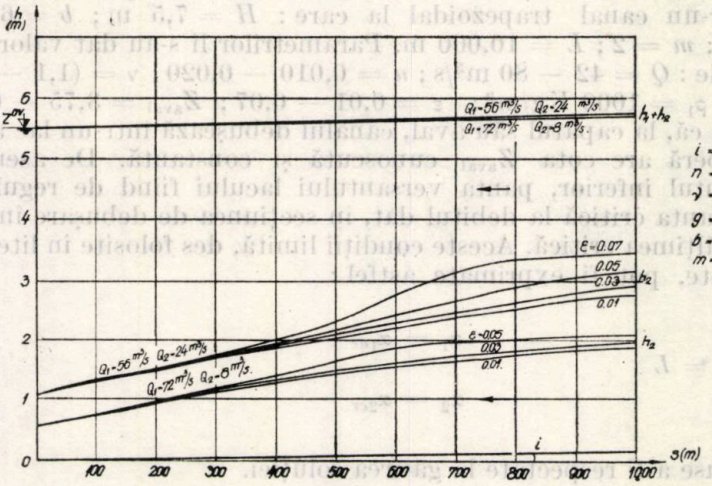


Fig. 3

confruntare a rezultatelor teoretice astfel obținute cu o serie de rezultate experimentale.

BIBLIOGRAFIE

1. *G. Abraham, W. D. Eysink*, AIRH, Journal de recherches hydraulique, 9, (1971), nr. 2.
2. *F. Boulot*, La Houille Blanche, 22, (1967), nr. 8.
3. *F. B. Pedersen*, Journal of the Hydraulics Division Proceedings of the ASCE, 98, (1972), HY 1.
4. *A. Zanotti*, L'Energia Elettrica, 42, (1965), nr. 6—7.
5. *V. Nistreanu*, Contribuții la studiul mișcării uniform variate a apei în albii, cu referire la curenții de densitate. Teză de doctorat, I.P.B., 1974.
6. *L. V. Gruia*, Studiul curgerii a doi curenți de densitate într-un canal trapezoidal. Lucrare de diplomă, IPB, 1975.

Non-Uniform Steady Flow of Two-fluid Stratified Layers in a Trapezoidal Channel

Taking into consideration the importance of the exact knowledge of the density currents flow, the present paper indicates the differential equations system of the non-uniform steady flow of two — fluid stratified layers in a tapezoidal channel; it also gives a numerical method for the computational treatment of this system by using the digital computers.

At the same time, by solving a particular case we come to a series of conclusions concerning the variation of different parameters which influences the flow, the free surface and the interface profiles.

BULETINUL INSTITUTULUI POLITEHNIC „GHEORGHE GHEORGHIU-DEJ"
BUCUREȘTI
SERIA MECANICĂ
Tomul XL — 1978, Numărul 1

TRANSPORTURI

C.Z.: 629.112:62—55/59

ASUPRA METODEI CENTRULUI DE TANGAJ UTILIZATĂ LA STUDIUL MIȘCĂRII AUTOMOBILULUI

AUREL P. STOICESCU*

Se efectuează o analiză exactă a metodei centrului de tangaj, arătîndu-se că ea nu poate fi folosită la studiul tangajului caroseriei la frînare sau demarare fiindcă, pe de o parte, nu sînt îndeplinute riguros toate condițiile cerute de metodă, iar pe de altă parte, centrul de tangaj nu poate fi determinat prin aplicarea unor mijloace pur geometrice.

Pentru micșorarea sau înlăturarea tangajului automobilului în timpul frînării sau demarării trebuie să se adopte soluții adecvate pentru elementele de ghidare ale suspensiilor. Această problemă a fost abordată în literatura de specialitate [1], [2], [3], [4], [5], [9], [10] [12] prin folosirea diferitelor metode de studiu.

În [4], după ce se trec în revistă principalele lucrări ce tratează problema tangajului la frînare sau demarare, se propune generalizarea rezultatelor respective prin folosirea unei metode de studiu care face apel la noțiunea de centru de tangaj. Este de observat că asupra acestei metode există referiri și în alte lucrări mai vechi [10], [12].

În nici una din lucrări, însă, nu se prezintă o justificare teoretică a problemei. În cele ce urmează se examinează această problemă, pentru a se putea stabili în mod riguros condițiile de aplicare a metodei menționate.

Se va demonstra următoarea

Teoremă: Fiind dat un rigid cu legături ideale, care poate executa o mișcare plan-paralelă într-un plan central, condiția necesară și suficientă ca forțele lui d'Alembert să facă echilibrul legăturilor este ca suma formată din cuplul de inerție și momentele forței de inerție și ale forțelor exterioare direct aplicate rigidului, *luate în raport cu axa instantanee de rotație*, să fie nulă (forțele direct aplicate sînt paralele cu planul central).

Pentru demonstrația teoremei de mai sus se va folosi principiul lucrului mecanic virtual. Dacă se consideră un sistem scleronom de puncte materiale asupra căruia acționează forțele propriu-zise $\bar{F}_i$, condiția necesară

Manuscris predat redacției la data de 7 mai 1977.
* Șef de lucrări dr. ing. la Cat. de Autovehicule rutiere.

şi suficientă de echilibru a forţelor d'Alembert cu legăturile fără fercări este dată de relaţia [11]:

$$\sum_{i=1}^{n} \bar{\Phi}_i \cdot \delta\bar{r}_i = 0, \qquad \bar{\Phi}_i = -m_i\bar{a}_i + \bar{F}_i, \tag{1}$$

pentru toate deplasările virtuale $\delta\bar{r}_i$ compatibile cu legăturile, în care:

m_i reprezintă masa punctului material A_i;
$\bar{a}_i$ — acceleraţia punctului A_i
$\bar{r}_i$ — vectorul de poziţie al punctului A_i.

În general, dacă are loc deplasarea rigidă $\delta\bar{r}_i$ a sistemului, se poate scrie

$$\delta\bar{r}_i = \delta\bar{r}_0 + [\delta\bar{\theta}x(\bar{r}_i - \bar{r}_0), \tag{2}$$

unde $\bar{r}_0$ reprezintă vectorul de poziţie al unui punct A_0 legat invariabil cu sistemul de puncte, iar $\delta\bar{\theta}$ rotaţia elementară în jurul unei axe ce trece prin punctul menţionat.

Evident, relaţiile precedente sînt valabile şi în cazul unui rigid, pentru care se vor folosi aceleaşi notaţii ca mai înainte, dar fără indicele i.

Dacă se alege A_0 astfel încît, la momentul considerării echilibrului, acest punct coincide cu centrul instantaneu de rotaţie se poate scrie

$$\delta\bar{r}_0 = 0. \tag{3}$$

Ţinînd seama de (2) şi (3), prima relaţie din (1) capătă forma

$$\sum (-m\bar{a} + \bar{F}) \cdot [\delta\bar{\theta} \times (\bar{r} - \bar{r}_0)] = 0$$

sau încă

$$\delta\bar{\theta}[\sum (\bar{r} - \bar{r}_0) \times (-m\bar{a} + \bar{F})] = 0.$$

Dar cum $\delta\bar{\theta}$ este arbitrar (de fapt numai modulul), relaţia precedentă conduce la

$$\sum (\bar{r} - \bar{r}_0) \times (-m\bar{a} + \bar{F}) = 0. \tag{4}$$

Se notează cu A un punct oarecare al solidului, al cărui vector de poziţie este $\bar{r}$, cu C_g centrul de greutate şi cu C_{IR} centrul instantaneu de rotaţie avînd vectorul de poziţie $\bar{r}_0$. Atunci se poate scrie

$$\bar{r} - \bar{r}_0 = \overline{C_{IR}C_g} + \overline{C_gA} = \overline{C_{IR}A}. \tag{5}$$

Ţinînd seamă de (5), relaţia (4) devine

$$\overline{C_{IR}C_g} \times \sum (-m\bar{a}) + \sum \overline{C_gA} \times (-m\bar{a}) + \sum \overline{C_{IR}A} \times \bar{F} = 0. \tag{6}$$

Notînd cu $\bar{\mathcal{F}}$ forţa de inerţie rezultantă se observă că

$$\sum (-m\bar{a}) = \bar{\mathcal{F}}.$$

Urmînd metoda din [11], pag. 890—892, se arată că

$$\sum \overline{C_g A} \times (-m\bar{a}) = -\bar{\varepsilon} \cdot I_y,$$

unde $\bar{\varepsilon}$ este acceleraţia unghiulară, iar I_y momentul de inerţie mecanic al solidului în raport cu axa normală pe planul central şi care trece prin centrul de greutate.

Cu acestea relaţia (6) capătă forma

$$\overline{C_{IR}C_g} \times \bar{\mathcal{F}} + I_y(-\bar{\varepsilon}) + \sum \overline{C_{IR}A} \times \bar{F} = 0 \qquad (7)$$

şi teorema este astfel demonstrată.

Este important de remarcat faptul că legăturile rigidului faţă de sistemul în raport cu care se determină axa instantanee de rotaţie trebuie să fie fără frecări şi fără acţiunea unor forţe exterioare aplicate asupra eventualelor corpuri intermediare ce realizează legăturile.

Prin centru de tangaj se înţelege de fapt centrul instantaneu de rotaţie al masei suspendate a automobilului la mişcarea ei plan-paralelă definită de planul longitudinal de simetrie al automobilului.

În cazul frînării sau demarării automobilului, atunci cînd se pune condiţia ca masa suspendată să nu se deplaseze pe direcţiia normalei la cale şi nici să se rotească, forţa de inerţie va fi paralelă cu calea, ea corespunzînd unei translaţii, iar cuplul de inerţie va fi nul.

Condiţia importantă impusă la aplicarea teoremi de mai sus o constituie existenţa legăturilor fără frecare. Or, la frînare, această condiţie nu este îndeplinită. Va trebui, deci, ca forţele de frecare din mecanismele de frînare să fie incluse în categoria forţelor direct aplicate. (Legăturile roţi-cale, atîta timp cît rularea are loc fără alunecare, sînt ideale, întrucît lucrul mecanic al forţelor normale şi tangenţiale este nul). Aici sînt de considerat două situaţii : (1) frînele montate la partea suspendată („frîne interioare") şi (2) frînele montate direct la roţi („frîne exterioare"). În prima situaţie momentele de frînare vor fi aplicate nemijlocit părţii suspendate, totuşi în condiţii diferite de cele ale teoremei respective. Într-adevăr, dacă partea suspendată are o rotaţie virtuală $\delta\theta$ compatibilă cu legăturile, ea se va roti faţă de roţile din faţă, de pildă, cu unghiul $\delta\theta_1$. Este evident că în general $\delta\theta \neq \delta\theta_1$, ceea ce face ca relaţia (7) să nu mai fie aplicabilă, decît sub o formă modificată. Dacă M_{f1} este momentul de frînare la roţile din faţă lucrul mecanic elementar virtual va fi $M_{f1} \cdot \delta\theta_1$. Principial, se poate stabili o relaţie de forma

$$\delta\theta_1 = k_1 \delta\theta,$$

unde k_1 este un coeficient de depinde de cinematica suspensiei. În acest fel se observă că în ecuația (7) la ceilalți termeni trebuie adăugat momentul $M_{f1} \cdot k_1$ (la fel se procedează și pentru roțile din spate). Or, în [4] se consideră acțiunea frînelor înterioare din față și spate prin intermediul momentelor M_{f1} și M_{f2}. Mai sînt de adăugat și dificultățile care se ivesc la determinare lui k_1.

În cazul frînelor exterioare este evident că teorema nu se poate aplica, întrucît forțele de frecare, considerate ca fiind direct aplicate, nu acționează nemijlocit asupra părții suspendate, așa cum o cer condițiile teoremei. În [4], acțiunea fiecăruia din aceste momente este echivalată, în cazul suspensiilor cu pîrghie pendulară în plan longitudinal, printr-o forță normală la cale ce acționează în punctul de articulație al pîrghiei cu caroseria. Dar în teorema demonstrată nu apar momentele forțelor de legătură. Pentru alte tipuri de suspensie, în [4] se consideră că momentele se transmit integral la caroserie. Se observă că aici ar trebui avute în vedere aspecte similare cu cele de la frînele interioare, ceea ce complică aplicarea metodei.

La scrierea ecuației de momente în raport cu centrul de tangaj în [4] se consideră forța de inerție, momentele de reacțiune datorite frînării și/sau forțele în punctele de articulație ale pîrghiilor. În afara faptului că, așa cum s-a arătat, momentele de reacțiune nu pot fi scrise direct, mai trebuie incluse și momentele altor forțe aplicate direct, cum sînt greutatea masei suspendate și forțele de interacțiune cu aerul (efectul acestora la viteze uzuale se poate neglija).

La demarare apar probleme similare cu cele de la frînare și nu se vor mai examina.

Într-o altă lucrare [12], aplicarea metodei centrului de tangaj se face altfel : forțele suplimentare eare apar la contactul dintre roți și cale în timpul demarării sau frînării, precum și forța de inerție, trebuie să dea un moment rezultant în raport cu centrul de tangaj egal cu zero. Se observă însă că aici apar forțele de legătură, pe care teorema nu le include, la care se adaugă, bineînțeles, celelalte deficiențe care s-au examinat.

Metoda centrului de tangaj implică și determinarea corectă a poziției acestuia, care însă comportă dificultăți însemnate, așa cum va arăta analiza efectuată în continuare.

Se va considera cazul cînd la ambele punți există suspensii cu pîrghii oscilante în plan longitudinal.

Pentru început se consideră cazul frînelor interioare. Prin urmare pîrghia oscilantă se poare roti liber față de roată, indiferent dacă aceasta este sau nu blocată, iar centrul articulației sale la roată C_{r1} (figura 1) are viteza paralelă cu calea, astfel încît centrul instantaneu de rotație $(C_{IR})_1$ pentru pîrghia 1 se găsește undeva pe dreapta (Δ_1'). Centrul instantaneu de rotație al caroseriei va fi dat de intersecția dintre dreapta (Δ_1) și analoga ei (Δ_2) pentru puntea din spate Se observă însă că avînd date numai pozițiile reciproce ale elementelor nu se pot determina nici $(C_{IR})_1$, $(C_{IR})_2$ și nici centrul instantaneu de rotație. Pentru aceasta ar trebui studiată mișcarea întregului ansamblu folosind ecuațiile de mișcare, ceea ce complică considerabil problema, iar aplicarea metodei centrului de tangaj își pierde orice importanță.

În cazul frînelor exterioare se disting două situaţii : cînd roţile rulează fără alunecare şi cînd sînt blocate. În prima situaţie, pîrghia, care este de astă dată solidară cu carterul punţii sau cu suportul frînei, se poate roti faţă de axul roţii ; adică există o situaţie similară cu cea de la cazul frînelor interioare, astfel că şi aici apare aceeaşi dificultate la determinarea centrului instantaneu de rotaţie. În situaţia cînd roţile sînt blocate, pîrghia devine solidară cu roata. Dacă se presupune că automobilul stă pe

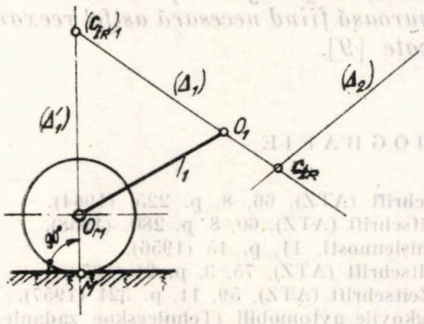


Fig. 1

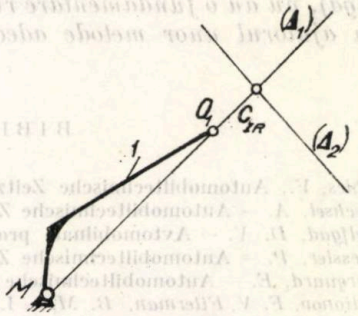


Fig. 2

loc şi că aderenţa roţilor cu calea este suficient de mare, roata împreună cu pîrghia formează un element comun care se poate roti în jurul lui M (vezi figura 2), centrul instantaneu de rotaţie al caroseriei fiind dat de intersecţia dreptei (Δ_1) şi a analogei (Δ_2) pentru puntea din spate. Se observă că într-o asemenea situaţie centrul instantaneu într-adevăr se determină după metoda indicată în [4]. Dar, din punct de vedere practic, acest caz nu prezintă interes, întrucît, atunci cînd roţile frînate sînt blocate, ele vor aluneca faţă de cale. Chiar dacă se face abstracţe de mişcarea de translaţie, la rotirea caroseriei roţile vor aluneca faţă de cale, întrucît sînt deja la limita de aderenţă. Prin urmare, din aceleaşi motive arătate anterior, nu se poate determina centrul instantaneu de rotaţie prin metode pur geometrice.

În cazul altor tipuri de suspensii se constată dificultăţi şi mai mari la determinarea centrului instantaneu de rotaţie, întrucît mişcările relative ale roţilor faţă de caroserie sînt şi ele mai complicate.

Aşadar, din analiza efectuată rezultă că nu este posibilă determinarea centrului de tangaj al caroseriei aplicînd metode pur geometrice, fiind necesar un studiu dinamic complet.

Analogia presupusă în [4] între comportarea la ruliu şi cea la tangaj este numai aparentă, întrucît, în primul caz, roţile aceleiaşi punţi au punctele de contact cu calea fixe în privinţa mişcărilor într-un plan transversal, roţile putînd să oscileze în jurul lor [8], pe cînd în al doilea caz aceste puncte sînt mobile faţă de cale, chiar atunci cînd roţile rulează fără alunecare.

Studiul efectuat a arătat că metoda centrului de tangaj nu poate fi folosită la studiul tangajului caroseriei la frînare sau demarare fiindcă,

pe de o parte, nu sînt îndeplinite riguros toate condițiile cerute de metodă, iar pe de altă parte, centrul de tangaj nu se poate determina prin aplicarea unor mijloace pur geometrice.

De remarcat, totuși, că metoda centrului instantaneu de rotație poate fi folosită la studiul mișcării de ruliu, întrucît nu există dificultățile semnalate mai sus. Însă, și aici, trebuie avute în vedere numai cazurile cînd axa de ruliu poate fi determinată prin metode geometrice [8].

În concluzie, diferitele soluții propuse în literatură pentru înlăturarea tangajului la frînare sau demarare, care au fost găsite prin metoda centrului de tangaj, nu au o fundamentare riguroasă fiind necesară astfel reexaminarea lor cu ajutorul unor metode adecvate [9].

BIBLIOGRAFIE

1. *Behles, F.*, Automobiltechnische Zeitzschrift (ATZ), 66, 8, p. 225, (1964).
2. *Drechsel, A.* — Automobiltechnische Zeitschrift (ATZ), 60, 8, p. 280, (1958).
3. *Ghelfgad, D. V.* — Avtomobilnaia promișlennosti, 11, p. 15 (1956).
4. *Koessler, P.* — Automobiltechnische Zeitschrift (ATZ), 75, 3, p. 91 (1973).
5. *Marquard, E.* — Automobiltechnische Zeitschrift (ATZ), 59, 11, p. 321 (1957).
6. *Rodionov, F. V, Filerman, B. M.* — Legkoviie avtomobili (Tehniceskoe zadanie, eskizni proekt i obșceia komponovka). Iz-vo Mașinostroenie, Moskva, 1971.
7. *Rotenberg, R. V.* — Podveska avtomobilea i ego kolebaniia. Mașghiz, Moskva, 1960.
8. *Stoicescu, A. P.* — Construcția de Mașini, XXIV, 1—2, p. 50 (1972).
9. *Stoicescu, A. P.* — Studii și Cercetări de Mecanică Aplicată tom. 36, nr. 2, 1977, p. 213.
10. *Uspenski, I. N.* — Avtomobilnaia promișlennosti, XXXVI, 6, p. 24 (1970).
11. *Vâlcovici, V. Bălan, St. Voinea, R.* — Mecanica teoretică, Editura tehnică, București, 1963.
12. *Winkelmann, O. I.* — Automobiltechnische Zeitschrift (ATZ), 63, 5, p. 121 (1961).

Abouth the Method of the Pitching Center Applied to the Study of the Automobile Motion

In work the method of the pitching center is exactly analysed. The author proves that this method may be not utilized on the study of pitching of the body because :

1) the riquisted conditions of the method are not fulfilled ;

2) the pitching center can not be determined by the application of pure geometrical ways.

BULETINUL INSTITUTULUI POLITEHNIC „GHEORGHE GHEORGHIU-DEJ"
BUCUREȘTI
SERIA MECANICĂ
Tomul XL — 1978, Numărul 1

PROFESORUL GHEORGHE MANEA

La 2 ianuarie 1978 a încetat din viață după o lungă și grea suferință profesorul universitar emerit Gheorghe Manea, membru corespondent al Academiei Republicii Socialiste România.

Născut la 8 aprilie 1904 la Rîmnicu Sărat, a urmat Liceul Internat din Iași pe care l-a absolvit în 1922, apoi Facultatea de Construcții de Mașini a Școlii Politehnice (Technische Hochschule) din Berlin-Charlottenburg obținînd titlul de inginer diplomat în 1928. La același institut a obținut în 1932 titlul de doctor în științe susținînd teza „Determinarea variației vitezelor și presiunilor de-a lungul paletelor cu formă oarecare, ale unui rotor de turbină fără celule", conducător științific fiind profesorul dr. inginer H. Föttinger.

Reîntors în țară, și-a început activitatea în producție la Regia Intreprinderilor Miniere și Metalurgice din Ardeal. După un an, în 1934, a trecut la Intreprinderea Unio-Astra Vagoane unde a lucrat pînă în 1947, ajungînd prim director tehnic — locțiitor de director general contribuind la proiectarea și construcția de vagoane și automotoare, iar după război la reconstrucția și reutilarea Fabricii de vagoane din Arad, distrusă în urma bombardamentelor și la retransformarea Uzinelor Astra-Brașov pentru fabricația de pace.

Între 1947—1951, la Ministerul Industriei care includea ramura metalurgiei și a construcției de mașini, activează în cadrul unui colectiv de conducere avînd sarcina de mare răspundere de a organiza activitatea celor peste 700 întreprinderi naționalizate.

În paralel cu activitatea de producție, inginerul Gheorghe Manea a avut în Institutul politehnic București o amplă și valoroasă activitate

pe care a început-o în anul 1933, devenind conferențiar în 1940, profesor în 1944 și profesor șef al Catedrei de organe de mașini din 1948 până în 1972 când s-a pensionat, devenind profesor consultant la aceeași catedră.

În prima perioadă, în paralel cu activitatea la disciplina organe de mașini, profesorul Gheorghe Manea a predat cursuri de mecanică și rezistența materialelor, de mașini unelte și de organizarea și exploatarea fabricilor.

Activitatea de bază a dus-o însă în domeniul organelor de mașini în care a lucrat 37 din cei 39 ani de activitate didactică. În acest domeniu a reușit treptat, treptat să înlocuiască caracterul preponderent descriptiv de până atunci al acestui curs cu o analiză fenomenologică și un calcul al organelor de mașini pe baze științifice. În acest sens, tratatul său de „Organe de mașini" a devenit de mult o lucrare clasică răspunzînd nu numai exigențelor unui învățămînt tehnic superior modern, ci și nevoilor unei industrii constructoare de mașini în plină dezvoltare.

În întreaga sa activitate științifică o pondere deosebită a avut-o cercetarea științifică. A fost marele său merit de a fi contribuit în mod substanțial la orientarea cercetării științifice în domeniul construcției de mașini, îndeosebi în calitatea sa de șef al Secției de mașini și mecanisme a Institutului de mecanică aplicată al Academiei Republicii Socialiste România.

Profesorul Gheorghe Manea a adus de asemenea numeroase contribuții originale într-o serie de probleme ca : determinarea eforturilor unitare în bare cu caracteristici neliniare, curgerea fluidelor prin rețele de formă oarecare cu *grosime finită*, dimensionarea lagărelor axiale și radiale, problema temperaturii filmului de lubrifiant, îndeosebi în cazul lagărelor din materiale plastice, a lagărelor radiale hidrostatice fără canale longitudinale de scurgere. O atenție deosebită a fost dată de profesorul Gheorghe Manea organelor de mașini din materiale plastice, influenței grafitului în poliamidă datorită micșorării frecărilor și îmbunătățirii conductivității termice a peretelui. În acest cadru general o atenție deosebită a fost acordată roților dințate. Lucrările sale științifice și-au găsit o largă aplicare în industria constructoare de mașini, lucru evidențiat și de numeroasele contracte ale catedrei de organe de mașini cu mari întreprinderi și institute de cercetări.

Pentru activitatea sa științifică deosebită, profesorul Gheorghe Manea a fost ales în 1963 membru corespondent al Academiei R. S. România și a fost distins cu ordinul Meritul Științific și cu alte ordine și medalii ale Republicii Socialiste România.

Prin încetarea din viață a profesorului Gheorghe Manea, Institutul politehnic București pierde pe unul dintre slujitorii devotați ai săi, ai învățămîntului superior din țara noastră și pe un om de știință remarcabil care a avut o contribuție substanțială la dezvoltarea pe o treaptă superioară a învățămîntului superior și al industriei constructoare de mașini din țara noastră.

Acad. RADU P. VOINEA
Rectorul Institutului politehnic București

Tiparul executat la „I. P. Informația" c. 77

40 480

BULETINUL INSTITUTULUI POLITEHNIC „GHEORGHE GHEORGHIU-DEJ" BUCUREŞTI SERIA MECANICĂ

apare trimestrial, în continuarea vechilor periodice ştiinţifice : „Bulletin de Mathématiques et de Physique pures et apliquées", „Buletinul Politehnicei din Bucureşti" şi Buletinul Institutului politehnic „Gheorghe Gheorghiu-Dej" Bucureşti.

Organizat pe baze noi, el reflectă în primul rînd activitatea ştiinţifică a corpului didactic din institut. În limita spaţiului disponibil, se pot publica şi lucrări ştiinţifice ale colaboratorlor din afara institutului.

Corespondenţa privind aricolele, schimburile de publicaţii şi abonamentele se fac pe adresa institutului.

BULETINUL INSTITUTULUI POLITEHNIC „GHEORGHE GHEORGHIU-DEJ" BUCUREŞTI РАЗДЕЛ МЕХАНИКИ

пыходит четыре раза в год, являясь продолжением прежних наужных вериодичеэких журналов „Bulletin de mathématiques et de Physique pures et appliquées", „Buletinul Politehnicei din Bucureşti", и „Buletinul Institutului politehnic "Gheorghe Gheorghiu Dej" Bucureşti.

Составленый на новых основах, он отражает в перую очердь научную деятельнсть преподавательского состава Бухарестского политесхнического институге. В пределахво зможностеи будут публиковаться и научно-исследовательские работы специалистов извне.

Переписка, обмен периодическими изданиями и продиска приозводятся по адресу института.

BULETINUL INSTITUTULUI POLITEHNIC „GHEORGHE GHEORGHIU-DEJ" BUCUREŞTI SERIES OF MECHANICS

The Bulletin is issued quarterly, continuing the old scientific periodicals : „Bulletin de Mathématiques et de Physique pures et appliquées", „Buletinul Politehnicei din Bucureşti" and „Buletinul Institutului politehnic „Gheorghe Gheorghiu-Dej" Bucureşti".

Organized on a new basis, it primarily reflects the scientific activity of the academic staff from Institute. Researchers from ontside the institute can also publish their papers within the available space.

The coorespondance regarding the articles, change of publications and subscriptions are sent to the of the Institute.

BULETINUL INSTITUTULUI POLITEHNIC „GHEORGHE GHEORGHIU-DEJ" BUCUREŞTI SÉRIE MECANIQUE

paraît tous les trois mois, continuant les anciens periodiques scientifiques : „Bulletin de Mathématiques et de Pysique pures et appliquées", „Buletinul Politehnicei din Bucureşti" et „Buletinul Institutului politehnic „Gheorghe Gheorghiu-Dej" Bucureşti.

Organisé sur de nouveaux principes il reflète tout d'abord l'activité scientifique du corps enseingnant de l'Institut. Dans la limite de l'espace disponible on peut y publier aussi les travaux scientifiques des collaborateurs de l'extérieur.

L'adresse pour la correspondance concernant les articles, les échanges de publications et les abonnamants est :

Adresa: **INSTITUTUL POLITEHNIC „GHEORGHE GHEORGHIU-DEJ" BUCUREŞTI ROMÂNIA**
Splaiul Independenţei nr. 313
Căsuţa Poştală nr. 2356
(pentru Buletinul Institutului)
Seria Mecanică

I.P.I. c.–77

JUN 0 SEP 1

Lei 20

F 1130/3

BULETINUL INSTITUTULUI POLITEHNIC „GHEORGHE GHEORGHIU-DEJ" BUCUREȘTI

SERIA MECANICĂ

TOMUL XL NUMĂRUL 2 ANUL 1978,
APRILIE—IUNIE

COMITETUL DE REDACȚIE

REDACTOR RESPONSABIL : Academician *Radu Voinea*

MEMBRII : Prof. dr. ing. *Constantin Bălă* (redactor responsabil adjunct) ; Prof. dr. docent ing. *Gheorghe Buzdugan*, membru corespondent al Academiei Republicii Socialiste România ; Prof. dr. docent ing. *Gheorghe Cartianu*, membru corespondent al Academiei Republicii Socialiste România ; Prof. dr. docent ing. *Virgil Constantinescu* ; Prof. dr. ing. *Alexandru Dănescu* ; Prof. dr. ing. *Gleb Drăgan* ; Prof. dr. ing. *Nicolae Geru* ; Prof. dr. ing. *Berthold Grünwald* ; Prof. dr. *Ion Grădișteanu* ; Prof. dr. ing. *Gheorghe Hortopan* ; Prof. ing. *Jean Moncea* ; Academician *Ecaterina Ciorănescu Nenițescu* ; Prof. dr. ing. *Aurel Oprean* ; Prof. dr. ing. *Mircea Petrescu* ; Prof. dr. ing. *Ion Popescu* ; Prof. dr. ing. *Marin Rădoi* ; Prof. dr. ing. *Marcel Segărceanu* ; Prof. dr. ing. *Călin Sergiu* (secretar științific) Prof. dr. *Octavian Stănășilă* ; Prof. dr. docent ing. *Ion Teoreanu* ; Prof. dr. docent *Rodica Vîlcu*.

Editor : Institutul politehnic „Gheorghe Gheorghiu-Dej" București, Splaiul Independenței 313. Cod. 77206 Tel. 31.40.10. România, Căsuța poștală 2356 TELEX : 10.490 PIBUH

Readers from abroad can get subscriptions for this rewspaper trough ILEXIM import-export press, 13 Decembrie St. Nr. 3, P.O.B. 2001, telex 011226, Bucharest ROMÂNIA

1979 MAR 14

Sumar

ŞTIINŢE SOCIALE

D. Rebuşapcă, R. Constantin

Factorii de formare şi modernizare a structurii economiei naţionale . . . 3

MATEMATICA

Gh. Mocică

Asupra conexiunilor afine aproape de contact în congruente ortogonale . . 11

MOTOARE CU ARDERE INTERNĂ

B. Grünwald, G. Tudose

Contributions a l'établissement des régimes nominaux des moteurs d'une famille à course de piston variable 19

D. Taraza, A. Belei, Ş. Minculescu

Posibilităţi de determinare a legii de degajare a căldurii într-un motor cu camera de ardere divizată 31

ORGANE DE MAŞINI

M. Dumbravă

Studiul curgerii între doi pereţi plani cu alimentare sub presiune 41

UTILAJ CHIMIC

I. Iatan, M. Renert

Calculul şi construcţia flanşelor cu nervuri 51

AVIAŢIE

C. Berbente

A Nonuniform Supersonic Flow Past the Circular Cone 61

REZISTENŢA MATERIALELOR

Lucia Fetcu, I. Constantinescu

Efectele modificării distribuţiei sarcinilor la grinda rezemată pe mediu elastic 71

TEHNOLOGIA CONSTRUCŢIEI DE MAŞINI

Gh. Bădescu, C. Militaru

Mijloace noi pentru controlul alezajelor conice 77

MAȘINI-UNELTE ȘI SCULE

I. Gheghea, A. Ghionea

Contribuții la studiul comportării dinamice a arborilor principali ai mașinilor-unelte 87

TEHNOLOGIA METALELOR

N. Atanasiu, C. Teodosiu

Cercetări privind comportarea la deformare plastică la rece a aliajelor de aluminiu 95

HIDRAULICA

Gh. Băran

Sur l'erosion due a la cavitations en aval d'un cylindre circulaire 105

BULETINUL INSTITUTULUI POLITEHNIC „GHEORGHE GHEORGHIU-DEJ"
BUCUREȘTI
SERIA MECANICĂ
Tomul XL — 1978, Numărul 2

ȘTIINȚE SOCIALE

C. Z.: 338 (498)

FACTORII DE FORMARE ȘI MODERNIZARE A STRUCTURII ECONOMIEI NAȚIONALE

D. REBUȘAPCĂ R. CONSTANTIN*

Din multitudinea de factori care influențează modernizarea structurii economiei naționale a României autorii analizează: nivelul dezvoltării economice în general și îndeosebi a industriei, influența revoluției științifico-tehnice contemporane, rolul investițiilor, a resurselor naturale și de muncă, participarea la diviziunea internațională a muncii, subliniind în final strînsa legătură dintre aceștia și ordinea lor de importanță în diferitele etape de dezvoltare.

Modernizarea structurii economiei naționale este determinată de influența unei multitudini de factori cum sînt: nivelul dezvoltării economice în general și îndeosebi a industriei, de starea progresului științific și tehnic și mai ales, de gradul de asimilare a acestuia în producție, de volumul și modul de repartizare a investițiilor, de resursele naturale precum și de numărul și calitatea forței de muncă, de diviziunea internațională a muncii și relațiile economice cu celelalte țări ale lumii etc.

În întreaga activitate economică de edificare a socialismului partidul nostru a considerat și consideră că *nivelul dezvoltării economice constituie unul din factorii principali care determină formarea și modernizarea structurii economiei naționale.* Aceasta constituie o condiție indispensabilă a dezvoltării ramurilor economiei naționale, apariția unor noi ramuri și subramuri, în special cele care duc la valorificarea superioară a resurselor naturale și de muncă și la promovarea progresului tehnic deci, structurarea economiei pe baze moderne.

Depășind stadiul de țară slab dezvoltată care își avea corespondentul într-o structură economică necorespunzătoare, pe măsura atingerii unui nivel tot mai înalt al dezvoltării exprimat prin volumul venitului național pe locuitor, structura economiei noastre a devenit tot mai diversificată, sporind gradul de asimilare a nomenclatorului de produse, ceea ce a permis satisfacerea tot mai deplină a nevoilor de consum.

Printre factorii care exercită o influență deosebită asupra modernizării structurii economiei naționale se numără progresul *tehnico-științific,*

Manuscris predat redacției la data de 7 noiembrie 1977

* Conf. dr. în economie Catedra de economie politică; Cercetător științific pr. Institutul de economie socialistă

care, prin caracterul său complex determină o multitudine de efecte printre care diversificarea nevoilor economice şi implicit a producţiei sociale, apariţia de noi ramuri şi subramuri de producţie.

Ca factor intensiv al modernizării structurilor economice, revoluţia tehnico-ştiinţifică se manifestă cu pregnanţă în ultimul deceniu de dezvoltare a ţării noastre, devenind hotărîtor în perioada 1976—1980; cincinalul revoluţiei tehnico-ştiinţifice anticipează transformările calitative profunde ce vor avea loc în economia noastră în această perioadă.

Înfăptuirea revoluţiei tehnico-ştiinţifice este ilustrată în primul rînd prin ritmul ridicat de înnoire şi diversificare a nomenclatorului de produse şi a tehnologiilor de fabricaţie. Aşa după cum prevăd Directivele Congresului al XI-lea al PCR, şi Hotărîrile Conferinţei Naţionale a partidului din 1977 în perioada 1976—1980, 45% din producţia industriei vor reprezenta produsele noi. Totodată se vor introduce tehnologii noi de concepţie proprie şi tehnologiile perfecţionate care vor asigura realizarea a peste 80% din totalul tehnologiilor prevăzute-pentru obiectivele de investiţii planificate. [3]. Aceasta constituie un succes, dar numai parţial dacă avem în vedere că pe plan mondial, cu deosebire în ţările dezvoltate în unele subramuri ale construcţiilor de maşini şi chimiei se schimbă sau se modernizează aproape întreaga producţie într-o perioadă de circa cinci ani.

Procesul de asimilare a produselor şi a tehnologiilor noi presupune modernizarea structurilor economice şi în primul rînd, dezvoltarea industriei, cu ramurile ei de bază, promotoare ale progresului tehnic, în întreaga economie, asigurînd astfel valorificarea resurselor materiale şi umane ale ţării.

Ponderea acestor ramuri în producţia industrială în perioada 1950—1976 a crescut în mod continuu; de la 1,9% la 2,6% a industriei de energie electrică; de la 13,2% la 33,3% a industriei construcţiilor de maşini şi a prelucrării metalelor; de la 3,1% la 11,3% a industriei chimice etc. [5] În anul 1980 ponderea industriei constructoare de maşini şi chimice urmează să se ridice la 50%, iar în 1990 — la 55 — 60%. Aşa dar, se manifestă o relaţie de interdependenţă; promovarea rezultatelor revoluţiei ştiinţifico-tehnice este puternic condiţionată de existenţa unei structuri moderne şi în primul rînd, a industriei, iar aceasta din urmă cît şi întreaga economie cunoaşte o amplă diversificare numai în condiţiile promovării celor mai noi cuceriri ale ştiinţei şi tehnicii contemporane.

Aceasta explică dealtfel permanenţa în politica economică a PCR a obiectivului continuării procesului de industrializare socialistă a ţării, creindu-se astfel condiţii optime pentru aplicarea largă în toate domeniile de activitate a cuceririlor revoluţiei ştiinţifico-tehnice contemporane.

Un rol însemnat în promovarea cuceririlor ştiinţifico-tehnice în economie şi modernizarea structurii acesteia îl are *creativitatea proprie în domeniul ştiinţei şi tehnicii*. Aceasta a condus în ţara noastră la concentrarea în sfera cercetării tehnico-ştiinţifice a unui important potenţial material şi uman, organizarea acesteia într-un sistem unitar format din mari unităţi de cercetare, integrate organic în sistemele tehnico-productive şi economico-sociale, orientate spre rezolvarea problemelor fundamentale ale dezvoltării economice şi sociale a ţării. Dacă în anul 1970 lucrau în cercetarea ştiinţifică cca. 46 mii persoane, în anul 1977 numărul acestora

a sporit la peste 77 mii, reprezentînd o creștere de 67,3%. În același timp volumul investițiilor alocate pentru cercetare au crescut de la 438 mil. lei în anul 1970, la 992 mil. în anul 1976 și vor ajunge la aproape 1600 milioane în anul 1980.

Partidul nostru consideră că numai dezvoltarea cercetării științifice proprii, corespunzător intereselor economiei naționale curente și de perspectivă, contribuie la consolidarea independenței economiei naționale, face posibilă intensificarea legăturilor de colaborare științifico-tehnice pe plan internațional.

Dar acest efort pentru dezvoltarea unei baze proprii de cercetare trebuie să fie însoțit și de un sprijin din partea țărilor dezvoltate, care să asigure accesul larg și neîngrădit la tehnologiile moderne în condiții de deplină egalitate și avantaj reciproc. Acesta este de altfel unul din obiectivele importante ale celei mai de seamă probleme din epoca contemporană și anume instaurarea unei noi ordini economice și politice internaționale, pentru care militează în mod consecvent România.

Importanța resurselor naturale pentru dezvoltarea economică și socială a unei țări este incontestabilă. Avînd în vedere bogăția și varietatea resurselor de care dispune, România are posibilitatea de a realiza o structură complexă a economiei sale naționale. Țara noastră alocă fonduri importante pentru explorări geologice în vederea descoperirii de noi resurse materiale; în perioada 1971—1976 acestea reprezentau 15 339 milioane lei, respectiv 3,2% din totalul investițiilor [5], efectuîndu-se foraje la mare adîncime pentru țiței, exploatări de cărbune și alte minereuri, cît și dezvoltarea producției existente de energie, materii prime minerale și agricole.

Firește, pornind de la resursele naturale ale țării în procesul industrializării s-au dezvoltat în primul rînd ramurile care asigură valorificarea superioară a acestor resurse. În acest sens în programul partidului se arată că se va asigura dezvoltarea în continuare "cu prioritate, a industriei socialiste, orientarea sa fermă spre ramurile și subramurile de înaltă tehnicitate care valorifică în mod superior resursele de materii prime și munca socială" [2] Dar o structură modernă a industriei și a economiei presupune dezvoltarea nu numai a ramurilor pentru care există materii prime, ci și a unei industrii multilateral dezvoltate. Ca urmare, volumul resurselor naturale a devenit cu totul insuficient dezvoltării ramurilor moderne ale industriei prelucrătoare, și de aceea începînd din deceniul trecut România a devenit deficitară la numeroase resurse de materii prime minerale, importînd cantități substanțiale de resurse atît pe calea comerțului exterior cît și în cadrul relațiilor de cooperare.

Așa dar, o structură optimă presupune pe de o parte asigurarea valorificării depline și eficiente a resurselor naturale proprii, iar pe de altă parte, participarea, în forme variate, și reciproc avantajoase, la dezvoltarea bazei de materii prime în țările care dispun de resurse naturale, astfel ca structurile moderne ale industriei prelucrătoare să se poată dezvolta pentru a asigura asimilarea progresului tehnic și satisfacerea cît mai deplină a nevoilor societății ca și ale partenerilor de cooperare în produse finite. Restrîngerea structurii economice numai la ramurile pentru care există o bază proprie de resurse naturale, ar conduce la deformarea însăși a structurilor venind în contradicție atît cu cerința dezvoltării ramurilor

moderne (construcţiile de maşini, chimia) cît şi cu tendinţele existente pe plan mondial în acest domeniu. Progresul tehnic şi participarea activă la diviziunea internaţională a muncii contribuie la reducerea dependenţei structurii economice de volumul şi structura resurselor naturale proprii.

Asupra modificării structurii economiei naţionale influenţează nu numai resursele naturale ale ţării, ci şi cele umane respectiv volumul şi calitatea forţei de muncă. Resursele principale de sporire a forţei de muncă sînt : sporul natural, atragerea populaţiei neocupate şi redistribuirea pe ramuri şi sfere de activitate a celei ocupate, iar din punct de vedere calitativ ridicarea gradului de calificare.

Pentru România care este o ţară în curs de dezvoltare, redistribuirea pe ramuri a forţei de muncă şi mai ales trecerea din ramurile agricole în ramurile neagricole, constituie calea cea mai importantă de modificare a structurii economice în direcţia modernizării ei, a sporirii aportului ramurilor industriale şi serviciilor de producţie la creşterea venitului naţional.

Structura populaţiei ocupate pe sfere de activitate în perioada 1950—1980 (3,5)

	1950	1960	1970	1976	1980	1990
Populaţie ocupată în agricultură	74,1	65,4	49,1	35,6	27,7	12—15
Populaţia ocupată în ramuri neagricole, din care :	25,9	34,6	50,9	64.4	72,3	85—88
— în industrie :	12,0	15,1	23,0	31,9	35,9	42—43

După cum se poate observa modificările în structura populaţiei ocupate pot fi calificate ca spectaculoase, ele ilustrînd modificările structurii economiei naţionale, tendinţele pregnante de modernizare a acesteia.

Intensitatea deplasărilor structurale a forţei de muncă pe ramuri ale economiei naţionale este determinată de nivelul şi ritmul de creştere a productivităţii muncii sociale care acţionează asupra modificării structurii timpului total al muncii sociale, repartizat pe ramuri şi sfere de activitate.

Odată cu creşterea eficienţei muncii în întreaga economie naţională, se reduce necesarul de forţă de muncă în unele ramuri cum ar fi agricultura şi anumite industrii extractive, creindu-se astfel disponibilităţi de forţă de muncă ce sînt orientate conştient spre alte ramuri şi subramuri noi sau a căror activitate a căpătat o dezvoltare mai mare.

În viitor se întrevăd mutaţii structurale şi mai mari ca urmare a creşterii productivităţii muncii, mai ales datorită promovării progresului tehnic în sfera producţiei materiale, reducerii săptămînii de lucru şi odată cu aceasta, creşterea ponderii celor ocupaţi în sfera serviciilor ş.a. Modificările structurale ale economiei se produc nu numai datorită modificărilor *cantitative* ale structurii forţei de muncă, ci şi a celei *calitative*. Astfel, în condiţiile revoluţiei ştiinţifico-tehnice contemporane ridicarea calităţii forţei de muncă acţionează ca factor decisiv asupra modernizării structurii economice. Crearea de ramuri şi subramuri noi moderne ale economiei naţionale este condiţionată în primul rînd de formarea cadrelor de specialişti cu înalte competenţe profesionale.

Pornind de la aceste rațiuni, în Programul PCR adoptat de cel de al XI-lea Congres se arată : „Dezvoltarea economico-socială în ritm înalt al țării, impun măsuri hotărîte pentru ridicarea nivelului general al învățămîntului, pentru pregătirea forței de muncă, creșterea calificării și organizării reciclării oamenilor muncii în toate domeniile de activitate. De realizarea acestor măsuri depinde însăși înfăptuirea programului de edificare a societății socialiste multilateral dezvoltate și trecerea spre comunism" [2].

Un rol important în pregătirea profesională a forței de muncă îl are *policalificarea*, respectiv pregătirea în două sau mai multe specialități, fapt care asigură o mai mare mobilitate a forței de muncă, ca urmare a modificărilor de ordin calitativ din cadrul diviziunii sociale a muncii cît și perfecționarea cunoștințelor prin sistemul de reciclare.

Așadar resursele naturale și mai ales ridicarea nivelului de pregătire a forței de muncă constituie pentru țara noastră unul din factorii principali ai modernizării structurii economiei naționale.

Întreaga dezvoltare a forțelor de producție, *modificările structurale care se produc în economie sînt condiționate în mod direct de volumul și politica de investiții*. Investițiile reprezintă un factor de ordin calitativ al modernizării, resursă principală a înnoirii bazei tehnice materiale a tuturor ramurilor economice, condiția materială de cea mai mare însemnătate a asimilării produselor noi și a tehnologiilor moderne.

În strategia generală a dezvoltării economico-sociale a R. S. România, ca țară în curs de dezvoltare, politica de investiții ocupă un loc principal deoarece de aceasta depinde continuarea procesului de industrializare, de promovare a progresului tehnic și de egalizare a nivelurilor de dezvoltare cu cele ale țărilor avansate. Ca urmare, volumul investițiilor în economia țării noastre a crescut de la an la an : dacă în anii 1971—1975 s-au investit 544,7 mild. lei, potrivit planului național unic de dezvoltare economico-socială a R. S. România pe perioada 1976—1980, acestea, se ridică la 1 000 mild. lei, iar pentru perioada 1981—1990 se prevăd 2 000 mild. lei.

Dar influența principală a investițiilor asupra structurilor economice rezultă din structura investițiilor pe ramuri ale economiei naționale.

Structura investițiilor pe ramuri ale economiei naționale în perioada 1966—1980 [4,5]

	1966—1970	1971—1975	1976—1980
Total	100	100	100
Industrie	49,3	50,5	58,0
Construcții	3,7	4,7	3,4
Agricultură	15,6	14,0	11,6
Transporturi și telecomunicații	10,2	10,2	10,5
Știință și deservire științifică	0,6	0,7	0,8

Pornind de la nivelul scăzut de dezvoltare economică a țării moștenit din trecut, orientarea celei mai mari părți a investițiilor s-a făcut spre ramurile producției materiale cu prioritate spre industrie, ceea ce exprimă orientarea pentru dezvoltarea caracterului industrial al economiei, proprie

structurilor moderne. În acelaşi timp un volum însemnat de investiţii a fost destinat modernizării agriculturii şi a dezvoltării armonioase a celorlalte ramuri ale economiei naţionale, cît şi a bazei materiale a învăţămîntului, cercetării ştiinţifice tehnice, condiţie a promovării multilaterale a progresului în întreaga economie, a modernizării acesteia.

Analiza influenţei investiţiilor asupra modernizării structurii economiei naţionale pune în evidenţă rolul determinant al acestora şi asupra formării unei structuri teritoriale înaintate care să permită valorificarea eficientă a resurselor materiale şi umane ale ţării, să asigure ridicarea nivelului economic şi social al tuturor zonelor geografice.

Rolul investiţiilor ca factor al modernizării structurilor economice, depinde în mare parte de structura tehnologică a acestora.

În politica economică a partidului, investiţiile au fost orientate cu preponderenţă spre achiziţionarea de maşini, instalaţii şi instrumente, respectiv a elementelor active ale producţiei, mai ales în ramurile care n-au existat în trecut sau cele lipsite de o bază modernă şi reducerea ponderii investiţiilor folosite pentru lucrările de construcţii şi montaj.

Această particularitate a structurii tehnologice poate să se reflecte şi asupra eficienţei investiţiilor ca şi asupra ponderii cheltuielilor materiale în produsul social.

Întreaga dezvoltare social-economică confirmă teza marxistă potrivit căreia „Raporturile dintre diferite naţiuni depind de gradul în care fiecare dintre ele şi-a dezvoltat forţele productive, diviziunea muncii şi relaţiile interne" [1].

Într-adevăr *nivelul şi structura forţelor de producţie şi al diviziunii sociale a muncii condiţionează posibilităţile pe care le are o ţară de a participa la schimburile economice internaţionale.* Experienţa arată că, cu cît o ţară este mai dezvoltată şi dispune de o economie mai complexă şi diversificată, cu atît sînt mai mari posibilităţile şi necesităţile de a participa activ şi eficient la diviziunea internaţională a muncii, la circuitul economic mondial.

Deşi volumul comerţului exterior este determinat de o mulţime de factori, se observă o legătură directă între nivelul de dezvoltare economică şi gradul de participare la schimburile economice internaţionale, fapt ce rezultă din tabelul de mai jos.

Dinamica principalilor indicatori ai dezvoltării economiei naţionale [5]

	1951–1976	1960–1976	1971–176
	Ritmul mediu anual de creştere		
— Produsul social	9,8	9,7	10,4
— Venitul naţional	9,8	9,6	11,1
— Producţia industrială	12,9	12,3	12,7
— Volumul investiţiilor	13,0	11,1	10,9
— Comerţul exterior	12,7	15,0	17,7

După cum se poate observa creşterea mai rapidă a comerţului exterior este specifică perioadelor în care a fost realizat un nivel mai înalt de dezvoltare economică. În cincinalul actual (1976–1980) ritmul mediu

anual de creştere a comerţului exterior va fi de 13,7 — 15%, superior celorlalţi indicatori sintetici.

Dar rolul diviziunii internaţionale a muncii ca factor de formare şi modernizarea structurilor economice este mult mai complex.

Participarea la diviziunea internaţională a muncii permite o importantă diversificare a producţiei- fără ca lărgirea structurilor economice să fie blocată de limitele pe care le oferă potenţialul economic al ţărilor în curs de dezvoltare. Această diversificare structurală pe plan naţional, datorată participării la diviziunea internaţională a muncii, se explică şi prin mutaţiile care au loc în cadrul acesteia din urmă, respectiv trecerea de la diviziunea internaţională intersectorială şi interramură la cea intraramură care se realizează sub multiple forme şi modalităţi : produse finite, sisteme de maşini sau subansamble şi piese etc.

Această diversificare a producţiei şi a diviziunii internaţionale a muncii permite armonizarea tendinţei de specializare internaţională cu cea a dezvoltării complexe şi multilaterale a economiilor naţionale. Deci, nu există o contradicţie între specializarea internaţională şi diversificarea structurilor economice, ci o compatibilitate reciprocă, care necesită însă o politică activă de perspectivă. Pentru a face din specializarea şi cooperarea economică internaţională în producţie un mijloc eficient de accelerare a progresului industrial al ţărilor mai puţin dezvoltate, este important ca acestor ţări să li se asigure — în cadrul colaborării economice internaţionale socialiste — cele mai largi posibilităţi de a participa la acele modalităţi de conlucrare industrială care asigură o diversificare a structurii producţiei, o modernizare a acesteia.

Participarea largă la diviziunea internaţională a muncii în condiţiile modernizării structurii economiei naţionale determină creşterea gradului de interdependenţă dintre ţări, contribuind la ridicarea eficienţei utilizării factorilor de producţie, ceea ce de asemenea se reflectă asupra structurilor economice.

Din analiza factorilor de formare şi modernizare a structurilor economice reiese că aceştia acţionează într-o strînsă legătură, avînd efecte contradictorii. Unii influenţează în direcţia diversificării producţiei, iar alţii pun anumite limite procesului de diversificare (resurse naturale) sau conduc la modificarea resurselor pînă la substituirea reciprocă a unora dintre ele (diviziunea internaţională a muncii).

Influenţa analoagă a celor mai importanţi factori este însoţită pe plan structural — de tendinţa de apropiere a structurilor economice, de formare a unor structuri asemănătoare ale diferitelor economii naţionale mai ales ale ţărilor care se află la aceleaşi stadii de dezvoltare economică.

Analizînd influenţa diferiţilor factori de formare şi modernizare a structurii economiei naţionale şi stabilind ordinea lor de importanţă în diferite etape de dezvoltare, putem aprecia că în primele două decenii ale construcţiei socialismului ţara noastră a folosit cu prioritate pentru realizarea creşterii economice factorii extensivi, mărind cantitatea resurselor materiale şi umane atrase în circuitul economic, lărgind capacităţile de producţie, sporind numărul populaţiei ocupate. Paralel cu acţiunea

factorilor extensivi, în perioada construcţiei socialiste, creşterea economică a fost tot mai mult influenţată de factorii intensivi a căror acţiune s-a accentuat în special în ultimul deceniu, ca urmare a noii orientări date dezvoltării economice de către congresele al IX-lea, al X-lea şi mai ales Congresul al XI-lea al PCR.

BIBLIOGRAFIE

1 *K. Marx, Fr. Engels*, Opere, vol. 3, Bucureşti, Ed. politică, 1958. p. 21 — 22.
2 * * * Programul PCR de făurire a societăţii socialiste multilateral dezvoltate şi înaintare a României spre comunism Ed. politică, Bucureşti, 1975, p. 66 ; 93.
3 * * * Directivele Congresului a XI-lea al PCR cu privire la planul cincinal 1976—1980 şi liniile directoare ale dezvoltării economico-sociale a României pentru perioada 1981—1990. Ed. politică, Buc. 1974.
4 * * * Legea pentru adoptarea planului naţional unic de dezvoltare economico-socială a R. S. România, pe perioada 1976—1980
5 * * * Anuarul statistic al RSR, 1977, p. 81 — 83; 101; 333,

Factors Shaping and Modernizing the Structure of the National Economy

Of the multitude of factors influencing the modernization of the structure of Romania's national economy, the authors examine the following : the level of economic development in general and of industry in particular, the influence of contemporary scientific and technical revolution, the role of investments, of natural and labour resources, the participation in the international division of labour, with final emphasis on the close relationship between them and their order of importance in variout stages of developement.

BULETINUL INSTITUTULUI POLITEHNIC „GHEORGHE GHEORGHIU-DEJ"
BUCUREȘTI
SERIA MECANICĂ
Tomul XL — 1978, Numărul 2

MATEMATICĂ

C. Z.: 513.62 + 511.22

ASUPRA CONEXIUNILOR AFINE APROAPE DE CONTACT ÎN CONGRUENTE ORTOGONALE

GHEORGHE MOCICĂ*

În lucrare se determină cea mai generală familie de conexiuni afine aproape de contact pe o varietate diferențiabilă M^{2n+1} cu structură aproape de contact $(\emptyset\ \eta, \xi,)$, într-un sistem de concurențe independente. În particular, se determină această familie de conexiuni în sistemele de congruențe canonice și adaptate structurii aproape de contact, precum și proprietăți ale acestor conexiuni.

1°. Fie M^{2n+1} o varietate diferențiabilă cu structură aproape de contact $(\emptyset,\ \xi,\ \eta)$. Presupunem că am introdus pe varietatea diferențiabilă M^{2n+1} un sistem de congruențe independente (λ) pentru care λ_A^i și λ_i^1 sînt respectiv parametrii și momentele și să notăm prin $\emptyset_B^A,\ \xi^A,\ \eta_A$ componentele structurii aproape de contact pe congruențele (λ), adică

$$\emptyset_B^A = \lambda_i^A\, \lambda_B^j \emptyset_j^i;\ \xi^A = \lambda_i^A\, \xi^i,\ \eta_A = \lambda_A^i\, \eta_i \tag{1}$$

$A,\ B = 1,\ 2,\ \ldots,\ 2n + 1.$

$(\emptyset,\ \xi,\ \eta)$ fiind structură aproape de contact vom avea

$$\emptyset_B^A \emptyset_C^B = -\ \delta_C^A + \xi^A \eta_C;\ \xi^A \eta_A = 1; \tag{2}$$

$$\emptyset_B^A \xi^B = 0;\ \emptyset_B^A\, \eta_A = 0;\ \text{rang}\ [\emptyset_B^A] = 2n.$$

2°. *Definiția 1.* O conexiune afină γ_{BC}^A pe o varietate diferențiabilă M^{2n+1} cu structura aproape de contact $(\emptyset,\ \xi,\ \eta)$ este o conexiune afină aproape de contact dacă și numai dacă peste tot pe M^{2n+1} avem

$$\emptyset_{B;\,C}^A = 0;\ \eta_{B;\,C} = 0, \tag{3}$$

unde; notează derivata covariantă în raport cu conexiunea γ_{BC}^A.

Manuscris predat redacției la data de 13 mai 1977

* Lector dr. în matematică. Catedra de matematici I

Din definiție și din (2) rezultă imediat că

$$\xi^A_{;C} = 0 \tag{4}$$

Dacă notăm prin $\mathring{\gamma}^A_{BC}$ o conexiune afină arbitrară pe M^{2n+1}, atunci putem construi o altă conexiune γ^A_{BC} punînd

$$\gamma^A_{BC} = \mathring{\gamma}^A_{BC} + P^A_{BC} \tag{5}$$

unde P^A_{BC} este un cîmp tensorial arbitrar de tipul (1, 2) pe M^{2n+1}.

În acest mod determinarea unei conexiuni afine aproape de contact pe M^{2n+1} se reduce la determinarea cîmpului tensorial P^A_{BC}. Din (3), (4) și (5), rezultă ușor

$$\Phi^A_D P^D_{BC} - \Phi^D_B P^A_{DC} = -\Phi^A_{B,C} \tag{6}$$

$$\xi^D P^A_{DB} = \xi^A_{,B}\,; \quad (\eta_D P^D_{BC} = -\eta_{B,C}), \tag{7}$$

unde virgula însemnează derivata covariantă în raport cu conexiunea $\mathring{\gamma}^A_{BC}$.

Contactînd (6) cu Φ^E_A și ținînd seama de (2) rezultă

$$P^E_{BC} + \Phi^E_A \Phi^D_B P^A_{DC} = \Phi^E_A \Phi^A_{B,C} + \xi^E \eta_D P^D_{BC} \tag{8}$$

care în baza lui (7) ne dă

$$P^A_{BC} + \Phi^A_E \Phi^D_B P^E_{DC} = \Phi^A_D \Phi^E_{B,C} - \xi^A \eta_{B,C}. \tag{9}$$

Cu structura aproape de contact a varietății M^{2n+1} soluția sistemului (9) se scrie:

$$P^A_{BC} = \frac{1}{2}[\Phi^A_D \Phi^D_{B,C} - 2\xi^A \eta_{B,C} + \xi^A_{,C} \eta_B - \xi^A \eta_B \eta_D \xi^D_{,C}] +$$

$$+ \frac{1}{2}[\delta^D_B \delta^A_E - \Phi^D_B \Phi^A_E - \xi^D \eta_B \delta^A_E - \delta^D_E \xi^A \eta_E + \xi^D \eta_B \xi^A \eta_E] S^E_{DC} \tag{10}$$

unde S^E_{DC} este un cîmp tensorial de tipul (1, 2) arbitrar. Rezultă

Teorema 1. Cea mai generală familie de conexiuni aproape de contact pe M^{2n+1} este dată de

$$\gamma^A_{BC} = \mathring{\gamma}^A_{BC} + P^A_{BC} \tag{11}$$

unde $\mathring{\gamma}^A_{BC}$ este o conexiune afină arbitrară, iar P^A_{BC} este dat de (10),

3°. Se știe [4] că orice varietate diferențiabilă M^{2n+1} cu structură aproape de contact $(\emptyset, \xi, \eta)$ admite o metrică riemanniană pozitiv definită asociată structurii aproape de contact. De asemenea se poate introduce pe M^{2n+1} un sistem de congruențe ortogonale adaptat structurii aproape de contact[1], astfel încît parametrii și momentele acestor congruențe satisfac relațiilor

$$\lambda^i_{\alpha} = \emptyset^i_j \lambda^j_{\alpha}; \quad \lambda^i_{\alpha} = -\emptyset^i_j \lambda^j_{\bar{\alpha}} \quad \lambda^{\beta}_{\bar{i}} = -\emptyset^j_i \lambda^{\beta}_j; \quad \lambda^{\beta}_i = -\emptyset^j_i \lambda^{\beta}_{\bar{j}} \tag{12}$$

$$\lambda^i_A \lambda^A_j = \delta^i_j, \ \lambda^i_A \lambda^B_i = \delta^B_A; \ (\lambda^i_{2n+1} = \xi^i, \ \lambda^{2n+1}_i = \eta_i) \tag{12'}$$

unde $\alpha, \beta = 1, 2, \ldots n$; $\bar{\alpha} = \alpha + n$; $A, B = 1,2, \ldots, 2n+1$.

Pe congruențele adaptate structura aproape de contact pe M^{2n+1} are componentele

$$\xi^A = \delta^A_{\Delta}, \ \eta_A = \delta^{\Delta}_A, \ [\emptyset^A_B] = \begin{bmatrix} 0 & -In & 0 \\ In & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 \end{bmatrix}, \quad \Delta = 2n+1 \tag{13}$$

Teorema 2. O conexiune afină γ^A_{BC} pe o varietate metrică aproape de contact M^{2n+1} este o conexiune afină aproape de contact dacă și numai dacă componentele γ^A_{BC} ale acestei conexiuni pe congruențele adaptate sînt date de matricele

$$\gamma_C = \begin{bmatrix} \gamma^{\alpha}_{\beta C} & \gamma^{\alpha}_{\bar{\beta} C} & 0 \\ -\gamma^{\alpha}_{\bar{\beta} C} & \gamma^{\alpha}_{\beta C} & 0 \\ 0 & 0 & 0 \end{bmatrix} \tag{14}$$

Demonstrație. Presupunem că conexiunea afină γ^A_{BC} este aproape de contact și deci din (3) și (4), în baza lui (13) obținem

$$-\emptyset^E_B \gamma^A_{EC} + \emptyset^A_E \gamma^E_{BC} = 0$$

care pentru $A = \bar{\alpha}$, $B = \beta$ și respectiv $A = \bar{\alpha}$, $B = \bar{\beta}$ ne dă

$$\gamma^{\bar{\alpha}}_{\bar{\beta} C} = \gamma^{\alpha}_{\beta C}, \quad \gamma^{\bar{\alpha}}_{\beta C} = -\gamma^{\alpha}_{\bar{\beta} C}$$

Analog $\xi^A_{;C} = 0$ implică $\gamma^A_{\Delta C} = 0$,
iar $\eta_{B;C} = 0$, implică $\gamma^{\Delta}_{BC} = 0$.

Reciproc din

$$\gamma^A_{BC} = \lambda^A_i \lambda^i_{B;C} \tag{15}$$

separînd indicii A și B în trei grupe $(1, 2, \ldots, n)$, $(n+1, \ldots, 2n)$ și $2n+1=\Delta$, în baza lui (12), și (12'), presupunînd că conexiunea afină γ^A_{BC} este aproape de contact, rezultă (14)

Teorema 3. Componentele tensorului de curbură al unei conexiuni afine aproape de contact pe congruențele adaptate sînt date de matricele

$$\gamma_{CD} = \begin{bmatrix} \gamma^\alpha_{\beta CD} & \gamma^\alpha_{\bar\beta CD} & 0 \\ -\gamma^\alpha_{\bar\beta CD} & \gamma^\alpha_{\beta CD} & 0 \\ 0 & 0 & 0 \end{bmatrix} \tag{16}$$

Demonstrația rezultă din (14) și din expresia componentelor tensorului de curbură al conexiunii afine

$$\gamma^A_{BCD} = \frac{\partial \gamma^A_{BC}}{\partial S^D} - \frac{\partial \gamma^A_{BD}}{\partial S^C} + \gamma^A_{PC}\gamma^P_{BD} - \gamma^A_{PD}\gamma^P_{BC} + \gamma^A_{BP} W^P_{CD} \tag{17}$$

prin separarea în (17) a indicilor A și B în trei grupe $(1., 2, \ldots, n)$, $(n+1+1, \ldots, 2n)$ și $\Delta = 2n+1$.

Proprietatea (16) se generalizează și pentru tensorii derivați ai tensorului de curbură al unei conexiuni afine aproape de contact în congruențe adaptate; astfel componentele tensorului $\gamma^A_{BCD;E}$ sînt date de matricele

$$\gamma_{CD;E} = \begin{bmatrix} \gamma^\alpha_{\beta CDE} & \gamma^\alpha_{\bar\beta CDF} & 0 \\ -\gamma^\alpha_{\bar\beta CDE} & \gamma^\alpha_{\beta CDE} & 0 \\ 0 & 0 & 0 \end{bmatrix} \tag{16'}$$

Teorema 4 — O conexiune afină aproape de contact γ^A_{BC} este o conexiune metrică aproape de contact dacă și numai dacă componentele conexiunii în congruențele adaptate sînt date de matricele (14) cu condițiile suplimentare

$$\gamma^A_{BC} = -\gamma^B_{AC} \tag{14'}$$

Demonstrație. Tensorul fundamental pe congruențele adaptate are componentele $g_{AB} = \delta^A_B$. Din condiția $g_{AB;C} = 0$ rezultă (14').

Congruențele adaptate pe o varietate diferențiabilă M^{2n+1} cu structură aproape de contact fiind determinate abstracție făcînd de o transformare de forma

$$ds^{\alpha'} = A^{\alpha'}_\beta\, ds^\beta + A^{\alpha'}_{\bar\beta}\, ds^{\bar\beta} \quad ds^{\bar\alpha'} = -A^{\alpha'}_{\bar\beta}\, ds^\beta + A^{\alpha'}_\beta\, ds^{\bar\beta} \tag{18}$$

$$ds^{2n+1'} = ds^{2n+1}$$

unde $\begin{bmatrix} A^{\alpha'}_\beta & A^{\alpha'}_{\bar\beta} \\ -A^{\alpha'}_{\bar\beta} & A^{\alpha'}_\beta \end{bmatrix}$ este o matrice ortgonală de tipul $2n \times 2n$, rezultă

Teorema 5. Grupul de transformări de congruenţe pe o varietate diferenţiabilă M^{2n+1} cu structură metrică aproape de contact care menţine forma (14) pentru componentele conexiunii aproape de contact este grupul ortogonal şi simplectic (18).

4°. Ne propunem să determinăm o conexiune metrică aproape de contact pe congruenţele adaptate unei varietăţi aproape de contact. În formulele (11) vom presupune că $\mathring{\gamma}^{A}_{BC}$ reprezintă conexiunea lui Levi-Civita pe congruenţele adaptate. Din (13) deducem

$$\eta_{B,C} = \mathring{\gamma}^{\Delta}_{BC}\,;\quad \xi^{A}_{,C} = -\,\mathring{\gamma}^{A}_{\Delta C}\,;\quad \Phi^{D}_{B,C} = -\,\Phi^{E}_{B}\,\mathring{\gamma}^{D}_{EC} + \Phi^{D}_{E}\,\mathring{\gamma}^{E}_{BC}$$

şi prin urmare conexiunea afină aproape de contact γ^{A}_{BC} dată de (11) în baza lui (10), (13) şi (2) se reduce la

$$\gamma^{A}_{BC} = \frac{1}{2}[\mathring{\gamma}^{A}_{BC} + S^{A}_{BC} - \Phi^{A}_{D}\Phi^{E}_{B}(\mathring{\gamma}^{D}_{EC} + S^{D}_{EC}) - \delta^{A}_{\Delta}(\mathring{\gamma}^{\Delta}_{BC} + S^{\Delta}_{BC}) -$$

$$- \delta^{\Delta}_{B}(\mathring{\gamma}^{A}_{\Delta C} + S^{A}_{\Delta C}) + \delta^{A}_{\Delta}\delta^{\Delta}_{B}(\mathring{\gamma}^{\Delta}_{\Delta C} + S^{\Delta}_{\Delta C})] \tag{20}$$

Grupînd în (20) indicii A şi B în trei grupe $(1, 2, \ldots, n)$, $(n+1, \ldots, 2n)$ şi $\Delta = 2n+1$, în baza lui (13) obţinem

$$\gamma^{\Delta}_{BC} = 0\,;\quad \gamma^{A}_{\Delta C} = 0$$

$$\gamma^{\alpha}_{\beta C} = \frac{1}{2}(\mathring{\gamma}^{\alpha}_{\beta C} + \mathring{\gamma}^{\bar{\alpha}}_{\bar{\beta} C}) + \frac{1}{2}(S^{\alpha}_{\beta C} + S^{\bar{\alpha}}_{\bar{\beta} C}) = \gamma^{\bar{\alpha}}_{\bar{\beta} C} \tag{21}$$

$$\gamma^{\alpha}_{\bar{\beta} C} = \frac{1}{2}(\mathring{\gamma}^{\alpha}_{\bar{\beta} C} - \mathring{\gamma}^{\bar{\alpha}}_{\beta C}) + \frac{1}{2}(S^{\alpha}_{\bar{\beta} C} - S^{\bar{\alpha}}_{\beta C}) = -\,\gamma^{\bar{\alpha}}_{\beta C}$$

Rezultă

Teorema 6. Cea mai generală familie de conexiuni aproape de contact pe o varietate diferenţiabilă M^{2n+1} cu structură metrică aproape de contact pe congruenţele adaptate este dată de (21), unde $\mathring{\gamma}^{A}_{BC}$ este conexiunea lui Levi-Civita, iar S^{A}_{BC} este un cîmp tensorial arbitrar de tipul (1,2) definit pe M^{2n+1}.

Considerînd cazul particular cînd $S^{A}_{BC} = 0$, conexiunea afină aproape de contact (21) se reduce la

$$\gamma^{\Delta}_{BC} = 0,\quad \gamma^{\Delta}_{\Delta C} = 0\quad \gamma^{\alpha}_{\beta C} = \frac{1}{2}(\mathring{\gamma}^{\alpha}_{\beta C} + \mathring{\gamma}^{\bar{\alpha}}_{\bar{\beta} C}) = \gamma^{\bar{\alpha}}_{\bar{\beta} C} \tag{21'}$$

$$\gamma^{\alpha}_{\bar{\beta} C} = \frac{1}{2}(\mathring{\gamma}^{\alpha}_{\bar{\beta} C} - \mathring{\gamma}^{\bar{\alpha}}_{\beta C}) = -\,\gamma^{\bar{\alpha}}_{\beta C}$$

5°. Să presupunem că pe varietatea diferențiabilă M^{2n+1} cu structură aproape de contact $(\emptyset, \xi, \eta)$ am introdus un sistem de congruențe canonice, ortogonale în raport cu metrica asociată structurii aproape de contact [1]. Momentele e_h^A și parametrii e_A^h ai congruențelor canonice satisfac relațiilor

$$\emptyset_j^h e_\alpha^j = i e_\alpha^h ; \emptyset_j^h e_{\bar{\alpha}}^j = -i e_{\bar{\alpha}}^h$$

$$\emptyset_h^j e_j = i e_h^\alpha ; \emptyset_h^j e_j^{\bar{\alpha}} = -i e_h^{\bar{\alpha}} ; i = -\sqrt{1}. \tag{22}$$

$$e_A^h e_k^A = \delta_k^h ; e_A^h e_h^B = \delta_A^B \tag{22'}$$

Componentele structurii aproape de contact pe congruențele canonice sînt

$$\xi^A = \delta_\Delta^A ; \eta_B = \delta_B^\Delta, [\emptyset_B^A] = \begin{bmatrix} i\delta_\beta^\alpha & 0 & 0 \\ 0 & -i\delta_{\bar{\beta}}^{\bar{\alpha}} & 0 \\ 0 & 0 & 0 \end{bmatrix} \tag{23}$$

Teorema 7. O conexiune afină γ_{BC}^A pe o varietate metrică aproape de contact M^{2n+1} este o conexiune afină aproape de contact dacă și numai dacă componentele sale pe congruențele canonice sînt date de matricele

$$\gamma_C = \begin{bmatrix} \gamma_{\beta C}^\alpha & 0 & 0 \\ 0 & \gamma_{\bar{\beta} C}^{\bar{\alpha}} & 0 \\ 0 & 0 & 0 \end{bmatrix} \tag{24}$$

Demonstrație. Presupunem conexiunea afină γ_{BC}^A aproape de contact, atunci din (3) și (4) în baza lui (23) găsim

$$-\emptyset_B^E \gamma_{EC}^A + \emptyset_E^A \gamma_{BC}^E = 0$$

care pentru $A = \bar{\alpha}$, $B = \beta$ și respectiv $A = \alpha$, $B = \bar{\beta}$ ne dă

$$\gamma_{\bar{\beta} C}^{\bar{\alpha}} = 0 ; \gamma_{\bar{\beta} C}^{\alpha} = 0$$

De asemenea $\xi_{;C}^A = 0$ implică $\gamma_{\Delta C}^A = 0$, iar $\eta_{B;C} = 0$ implică $\gamma_{BC}^\Delta = 0$. Reciproc din

$$\gamma_{BC}^A = e_h^A e_{B;C}^h$$

separînd indicii A şi B în trei grupe $(1, 2, \ldots, n)$, $(n+1, \ldots, 2n)$ şi $2n+1=\Delta$, în baza lui (22) şi (22′) şi presupunînd conexiunea afină γ^A_{BC} aproape de contact, rezultă (24).

Din (17) şi (24) rezultă

Teorema 8. Componentele tensorului de curbură şi ale tensorului derivat al tensorului de curbură ai unei conexiuni afine aproape de contact pe congruenţele canonice sînt date de matricele:

$$\gamma_{CD} = 0 \begin{bmatrix} \gamma^{\alpha}_{\beta CD} & 0 & 0 \\ 0 & \gamma^{\bar{\alpha}}_{\bar{\beta} CD} & 0 \\ 0 & 0 & 0 \end{bmatrix} \tag{25}$$

$$\gamma_{CD;E} = \begin{bmatrix} \gamma^{\alpha}_{\beta CDE} & 0 & 0 \\ 0 & \gamma^{\bar{\alpha}}_{\bar{\beta} CDE} & 0 \\ 0 & 0 & 0 \end{bmatrix} \tag{25'}$$

Teorema 9. O conexiune afină aproape de contact γ^A_{BC} este o conexiune metrică aproape de contact dacă şi numai dacă componentele conexiunii în congruenţele canonice sînt date de matricele (24) cu condiţiile suplimentare

$$\gamma^{\bar{\alpha}}_{\bar{\beta} C} = -\gamma^{\beta}_{\alpha C} \tag{26}$$

Demonstraţie. Pe congruenţele canonice tensorul fundamental are componentele

$$[g_{AB}] = \begin{bmatrix} 0 & In & 0 \\ In & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 1 \end{bmatrix}$$

iar din condiţia $g_{AB;C} = 0$, obţinem

$$g_{AE}\,\gamma^E_{BC} + g_{EB}\,\gamma^E_{AC} = 0$$

care pentru $A = \bar{\alpha}$ şi $B = \beta$ ne dă $\gamma^{\alpha}_{\beta C} + \gamma^{\bar{\beta}}_{\alpha C} = 0$

6° Considerăm în formulele (11) $\overset{\circ}{\gamma}{}^A_{BC}$ componentele conexiunii lui Levi-Civita pe congruenţele canonice. Un calcul analog cu cel de la nr. 4° ne arată că conexiunea aproape de contact pe congruenţele canonice este dată de

$$\gamma^A_{BC} = \frac{1}{2}\,[\overset{\circ}{\gamma}{}^A_{BC} + S^A_{BC} - \emptyset^A_D\,\emptyset^E_B(\overset{\circ}{\gamma}{}^D_{EC} + S^D_{EC}) - \delta^A_{\Delta}(\overset{\circ}{\gamma}{}^{\Delta}_{BC} + S^{\Delta}_{BC}) -$$

$$- \delta^{\Delta}_B(\overset{\circ}{\gamma}{}^A_{\Delta C} + S^A_{\Delta C}) + \delta^A_{\Delta}\,\delta^{\Delta}_B(\overset{\circ}{\gamma}{}^{\Delta}_{\Delta C} + S^{\Delta}_{\Delta C})] \tag{27}$$

unde S^A_{BC} este un cîmp tensorial de tipul (1, 2) arbitrar pe M^{2n+1}. Separînd în (27) indicii A și B în trei grupe $(1, 2, \ldots, n)$, $(n+1, \ldots, 2n)$ și $\Delta = 2n+1$ obținem în baza lui (23), componentele conexiunii aproape de contact γ^A_{BC} pe congruențele canonice

$$\gamma_C = 0 \begin{bmatrix} \overset{\circ}{\gamma}{}^{\alpha}_{\beta C} + S^{\alpha}_{\beta C} & 0 & 0 \\ 0 & \overset{\circ}{\gamma}{}^{\bar{\alpha}}_{\bar{\beta} C} + S^{\bar{\alpha}}_{\bar{\beta} C} & 0 \\ 0 & 0 & 0 \end{bmatrix} \tag{27'}$$

În particular, pentru $S^A_{BC} \equiv 0$ obținem pe M^{2n+1} conexiunea aproape de contact

$$\gamma_C = \begin{bmatrix} \overset{\circ}{\gamma}{}^{\alpha}_{\beta C} & 0 & 0 \\ 0 & \overset{\circ}{\gamma}{}^{\bar{\alpha}}_{\bar{\beta} C} & 0 \\ 0 & 0 & 0 \end{bmatrix} \tag{27''}$$

Rezultă

Teorema 10. Cea mai generală familie de conexiuni afine aproape de contact pe o varietate diferențiabilă M^{2n+1} cu structură metrică aproape de contact în congruențe canonice este dată de (27').

BIBLIOGRAFIE

1 *Mocică Gh.*, Asupra varietăților (aproape) de contact pe congruențe — Teză de doctorat — — Univ. Cluj. 1974.
2 *Obata M.*, Affine Conexiones on Manifolds with Almost Complex, Quaternion on Hermitian Structure, Jap. J. Math., 1956, 26, 43 — 78.
3 *Oproiu V.*, Some Remarks on the Almost Cocomplex Conexions — Rev. Roum. Math. Pures et appl.. Tome XVI, 3, 1971, 383—393.
4 *Sasaki S.*, Almost Contact Manifolds, Tohoku Univ. Part I (1965), Part II (1967).
5 *Sasaki S.*, (*Hatakeyama Y.*), On Differentiable Manifolds with Certain Structures Closely Related to Contact Structure — Tohoku Math. J., 1960, 12, 459 — 476, 1961, 13, 281 — 294.
6 *Yano K.*, Differential Geometry on Complex and Almost Complex Spaces — New York, 1965.
7 *Udrişte C.* Structuri aproape cocuaternionice. Teză de dotorat — Univ. Cluj, 1970.

On Almost Contact Affine Connexions in Qrtogonal Congruences

In this paper the most general almost contact affine connexions family on a differentiable manifold M^{2n+1} with an almost contact structure $(\emptyset, \xi, \eta)$ is determined in a system of independent congruences. Particularly, this connexions family is determined in both the canonical and adapted congruence system for the almost contact structure and some properties of these connexions are given.

BULETINUL INSTITUTULUI POLITEHNIC „GHEORGHE GHEORGHIU-DEJ"
BUCUREȘTI
SERIA MECANICĂ
Tomul XL — 1978, Numărul 2

MOTOARE CU ARDERE INTERNĂ

C.Z.: 621.43.04:629.113

CONTRIBUTIONS A L'ÉTABLISSEMENT DES RÉGIMES NOMINAUX DES MOTEURS D'UNE FAMILLE, À COURSE DE PISTON VARIABLE

B. GRÜNWALD, G. TUDOSE *

Dans cet ouvrage l'on recherche les régimes nominaux à qui suite de livrer un moteur à course de piston plus petites, dérivé par le moteur de tourisme Dacia 1300.

Il se montre que si l'on impose la condition que la charge thermique du piston restaient la même au celle deux moteurs, le régime nominal du moteur dérivé est de 6200 tours/min. Mais si l'on impose une condition beaucoup plus sévère à savoir : le régime de température du piston restaient invariable (le même niveau et le même champ de température), le nombre de tours du moteur dérivé doit être plus petit à savoir de 5775 tours/min.

La réalisation d'une famille de moteurs par modification de la course du piston représente une solution avantageuse du point de vue économique et avec une large application.

Si l'on considère deux moteurs de cette famille, l'un ayant la course du piston augmentée, l'autre à course de piston relentie il se pose la question suivante : les régimes nominaux de ces moteurs doivent-ils être identiques?

Dans cet ouvrage l'on étudie le cas, concret du moteur de la voiture de tourisme Dacia 1300 (appellé M 1300), qui est pris comme moteur de référence c'est de celui-ci qu'on dérive un moteur de 960 cm.c. (M 960) par la réduction de la course du piston de 77 mm. à 57 mm, en vue de la réalisation d'un moteur de petite cylindrée.

Il est connu que le moteur M 1300 délivre 54 Ch au régime nominal de 5250 tours/min. Le moteur M 960 dérivé de celui -ci, pourrait être livré au même régime nominal. Dans ce cas, dans l'hypothèse simplifiante et en même temps exhaustive démontrée par la théorie et par l'expérience [1], à savoir : $p_{ed} = P_{eo}$, p_e étant la pression moyenne effective, l'indice „o" se rapportant au moteur de référence, et l'indice „d" au moteur dérivé, il résulte que le moteur M 960 donne au régime nominal de 5250 tour/min. la puissance de 40 Ch. (En réalité les essais expérimentaux de [1] ont indiqué $p_{ed} = 1{,}1\ p_{eo}$).

Ouvrage reçu à la rédaction le 8 décembre 1977

* Prof. dr. ing. àu Chaire de moteurs à combustion intern; Étudiant Faculté de Transport.

Pour obtenir un moteur avec des performances accrues de puissance au litre, le constructeur est tenté d'accélérer le régime du moteur dérivé.

La base de cette initiative est le fait que le paramètre principal qui détermine la sollicitation et les indices du moteur est la vitesse moyenne du piston [2]. Compte tennu que $S_d < S_o$, où S — est la course du piston, il résulte que le moteur M 960 fonctionnera au régime nominal de 5250 tours/min. avec une vitesse moyenne du piston W_{Pm} sensiblement inférieure ($W_{Pmd} = 0{,}74\ W_{Pmo}$) et par suite le constructeur concluera que le moteur dérivé est soumis aux charge mécaniques et thermiques plus réduites. Si l'on considère que les grandeurs caractéristiques des processu thermo-gazodynamiques, de lubrification, de chargement et de sollicitation, thermique et mécanique dépendent uniquement de la vitesse moyene du piston, alors ces dimensions resteraient invariables, quand on impose la condition de conserver la vitesse moyenne du piston. Cette condition conduit à un nouveau régime du noteur dérivé, définie par l'égalité :

$$S_0 n_0 = S_d n_d \qquad (1),$$

où „n" est le nombre de tours. Avec les données connues l'on obtient $n_d = 7090$ tours/min.

Le régime de 7090 tours/min étant de 35% supérieure au régime nominal du moteur de référence, le projeteur doit manifester beaucoup de prudence. Pour l'établissement rationnel du régime nominal du moteur dérivé, le projeteur dispose de plusieurs élémentes. Dans cet ouvrage, l'on recherche les conditions qui limitent les températures critiques dans le piston.

Quand on évalue le champ de température dans le piston on fait appel à la densité du flux de chaleur q (kcal/m²h) qui représente le charge thermique du piston. Sur un moteur Diesel, d'une certaine valeur supérieure de l'alésage ou de la pression de suralimentation, le chargement thermique du piston représente une grandeur fondamentale, dont le projeteur ne peut pas se dispenser pour évaluer et comparer la sollicitation thermique du piston, l'état de contrainte et de deformation. Les moteurs à allumage par étincelle sont confectionnés avec des alésages relativement petites, c'est pourquoi le champ de température du piston ne produit pas un état de sollicitation dangereuse. Par ailleurs sur ces moteurs la température de maximum de la tête du piston et la température du la gorge du premier segment dans le piston sont décisives pour la modification des propriétés de résistance du matériel, des propriétés antidétonnantes de la chambre de combustion, du coefficient de remplissage, réspectivement pour engendrer et pour développer le phénomène de blocage de segment dans la gorge.

C'est pourquoi, il apparaît comme un désiderature fixation du régime nominal (on suppose la condition $p_{ed} = p_{eo}$ comme réalisée de manière que les deux températures critiques restent invariables aux modèles qui composent la famille des moteurs).

Le niveau de température d'un piston est détérminé par la condition de l'équilibre thermique, qui est établie en supposant, pour simplifier, que le débit par heure de chaleur reçu par le piston depuis les gaz brûlants

est évacué integralement par des segments, pour la simplicité du raisonnement, par le premier segment lui — même. Si q_p et A_p sont la charge thermique, respectivement l'aire de la tête du piston, et q_s et A_s sont la charge thermique, respectivement l'aire latérale du segment, il résulte que :

$$q_p A_p = q_s A_s \tag{2}$$

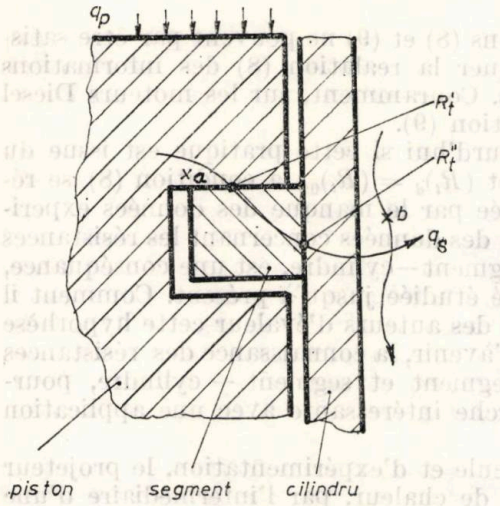


Fig. 1. Le schema pour le flux de chaleur par piston-segment-cylindre

On note avec t_a — la température du flanc supérieur de la première gorge du canal de segment, (point a fig. 1), avec t_b la temperature du liquide prise, comme niveau de référence, (au point b), avec R_t — la résistance thermique totale entre les points, a et b, sur la direction du flux de chaleur q_s. Il en résulte :

$$q_s = \frac{t_a - t_b}{R_t} \tag{3}$$

On substitue (3) en (2) et l'on obtient

$$t_a - t_b = a\, R_t q_p \tag{4}$$

où „a" est le raport des surfaces.

Si l'on note avec R_t la resistance thermique de la tête de piston, avec t_{max} la température maximale de la tête, il résulte :

$$t_{max} - t_x = R_p q_p \tag{5}$$

La relation (4) écrite pour deux modèles de la famille qui utilisent le même piston, donc où „a" est invariable définit la température pour le modèle de référence :

$$(t_a)_d = (t_b)_d + (t_a - t_b)_o \cdot (R_t q_p)_d / (R_t q_p)_o \tag{6}$$

et la rélation (5) précise la température maximum :

$$(t_{max})_d = (t_a)_d + (t_{max} - t_a)_o \; (q_p)_d / (q_p)_0 \tag{7}$$

R_p en se simplifiant vue que l'on a supposé que les pistons sont identiques. On suppose par la suite que $(t_b)_d = (t_b)_o$. Si l'on exige que la température du flanc supérieur de la première gorge de segment soit égale sur les deux modèles, à savoir $(t_a)_d = (t_a)_o$, il résulte la condition

$$(R_t q_p)_d = (R_t q_p)_b \tag{8}$$

Pour satisfaire le désidérature $(t_{max})_d = (t_{max})_0$, avec la condition $(t_a)_d = (t_a)_0$, de (7) il resulte la condition

$$(q_p)_d = (q_p)_0 \tag{9}$$

Il est évident que les conditions (8) et (9) ne peuvent par être satisfaites simultanéiment. Pour appliquer la realation (8) des informations concernant q et R_t sont nécessaires. Couramment, sur les moteurs Diesel l'on poursuit uniquement la condition (9).

Il este difficile d'établir aujourd'hui si cette pratique est issue du besoin de simplifier — si l'on admet $(R_t)_d = (R_t)_0$, la condition (8) se réduit à la condition (9) — déterminée par le manque des données experimentales ou par le manque complet des données concernant les résistances thermiques du système piston — segment—cylindre, est une conséquance, d'une simplification qui n'a pas été étudiée jusqu'à présent. Comment il sera montré dans ce qui suit l'essai des auteurs d'évaleur cette hypothèse s'est avérée justifié et suggere qu'à l'àvenir, la connaîssance des résistances thermiques de contact piston — segment et segment — cylindre, pourrait constituer l'objet d'une recherche intéressante avec une application efficiente.

A cause des difficultés de calcule et d'expérimentation, le projeteur essaie d'évaluer la densité du flux de chaleur, par l'intermèdiaire d'une grandeur proportionnelle avec q, nommée critérium de charge thermique.

Aujourd'hui l'opinion qu'un critérium de chargement thermique de la tête de pistion est la valeur du rapport entre la puissance P_{e1}, développée par un cylindre du moteur et l'aire de la tête de piston est très répandue, à savoir :

$$K_0 = \frac{P_{e1}}{\frac{\pi D^2}{4}} \quad [\text{Ch/dm}^2]$$

où D est l'alésage du cylindre. L'on admet que $q = CK_0$, où C est une constante de proportionnalité. Di l'on explique ce critérium, l'on obtient :

$$K_0 = \frac{p_e \frac{\pi D^2}{4} Sn}{900 \frac{\pi D^2}{4}} = \frac{p_e W_{pm}}{30}$$

Dans l'hypothèse $W_{pm} = W_{pmo}$ et $p_{ed} = p_{eo}$, il résulte que la charge thermique du piston du moteur à brève course est la même que celle du moteur de référence, quand le régime de ce dernier est de 7090 tour/min.

Ils nous est apparu que cette onclusion est hasardée, c'est pourquoi nous avons décidé à procéder, à une meilleure compréhension de ce qui représente, le critérium K_0 et à trouver une manière plus exacte d'évaluer re degré de charge thermique du piston.

Dans un ouvrage récent [3] il a été montré que l'insuffisance de critérium K_0 provient de ce qu'il représente la dénsité du flux de chaleur développé dans le cylindre sur l'unité de la superficie de la tête du piston. Or un critérium qui caracterise l'état thermique du piston, le niveau et le gradient de température doivent se baser sur la dénsité du flux de chaleur qui passe des gaz au piston. Par la suite, on a essayé de déterminer la charge thérmique du piston sur la base de la relation connue du transfère convectif de chaleur

$$q = C_c(T_g - T_p) \qquad [\text{kcal/m}^2\text{h}]$$

où C est le coefficient de convection, T_g — la température des gaz et T_p la température moyenne de la tête du piston. Le recherche théorique a conduit [4] a une nouvelle expression du critérium du mouvement thermique K_q à savoir :

$$K_q = \frac{K_o^{0,75}}{D^{0,25}\psi^{0,5}} \cdot \left(\frac{900}{n}\right)^{1/3} \tag{10}$$

éxprimé, expressement en fonction de critérium K_o, devenu traditionnel, pour soulignier le fait que le critérium K_q a un degré plus grand de complexité que le K_0 et à dernier un poids différent (à la puissance 3/4) dans l'ensamble des dimensions qui caractérisent plus exactement la charge thermique d'un piston.

Dans l'ouvrage [4] la rélation (10) este confruntée avec quelques données expériementales Ainsi Zinner [5] a découvert que la charge thermique varie en raison inverse avec la racine carrée de ψ — le rapport course sur diamètre — ce qui confirme le dépendance établie téoriquement dans la relation (10). Ensuite des données expérimentales de Eichelberg et Pflaum il résulte que la charge thermique ne varie pas proportionnellement à K_o, mais à $K_o^{3/4}$, comme il résulte des considérations theoriques.

Dans, l'ouvrage [4] le critérium Kq est appliqué pour les moteurs Diesel. Pour les moteurs à allumage par étincelle, l'on a obtenu des résultates supplémentaires qui sont présentés ci-dessous.

À partir de l'idée que la pression moyenne effective représente un élément fondamental qui détermine charge la thermique du piston, on a représenté le critérium K_q en fonction de p_e pour un grand nombrede moteurs à allumage par étincelle qui équipe des automobiles de course (fig. 3) ou des voitures de tourisme de série (fig. 4). Pour comparer, l'on a représenté, dans les images (5,6) le critérium K_o pour les mêmes classes de moteurs. On remarque que le critérium K_o a une diffusion bien plus large. Ainsi dans le cas des moteurs de course, pour des pressions moyenne effectives compries entre 12 et 13 daN/cm² la plage des valeurs de K_o est de 18% et celle de K_q de seulement 7% c'est — à dire 2,5 fois plus petite ; dans l'intervalle 13,5 ... 14 daN/cm² la plage est de 11% respectivement 4%. Pour les moteurs des automobiles de tourisme fabriqués

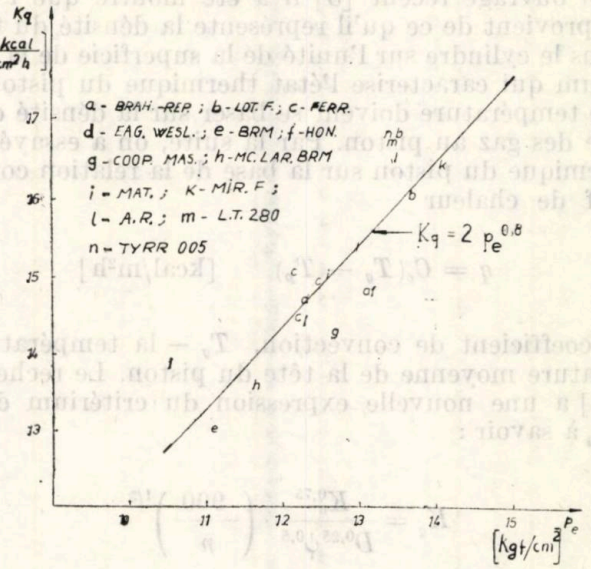


Fig. 2. La valeur du criterium de chargement thermique pour des moteurs à allumage par étincelle. de course.

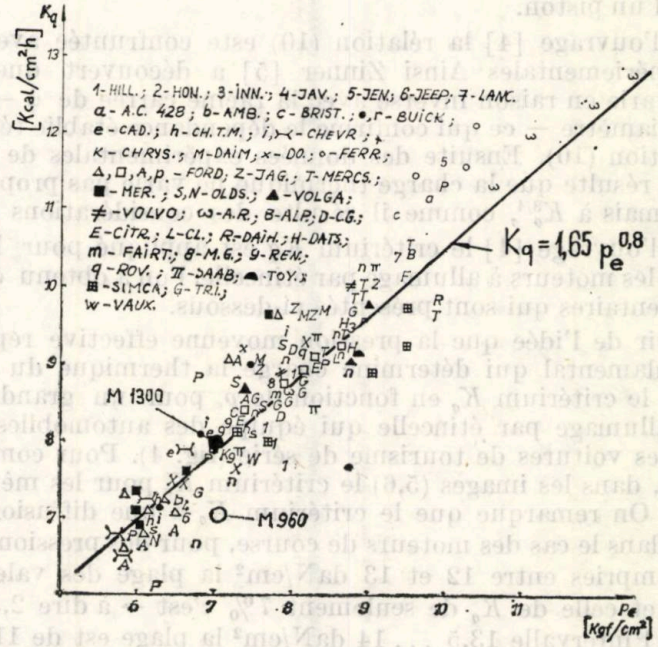


Fig.3. La valeur du criterium de chargement thermique pour des moteursà allumage par étincelle, tourismes de séries

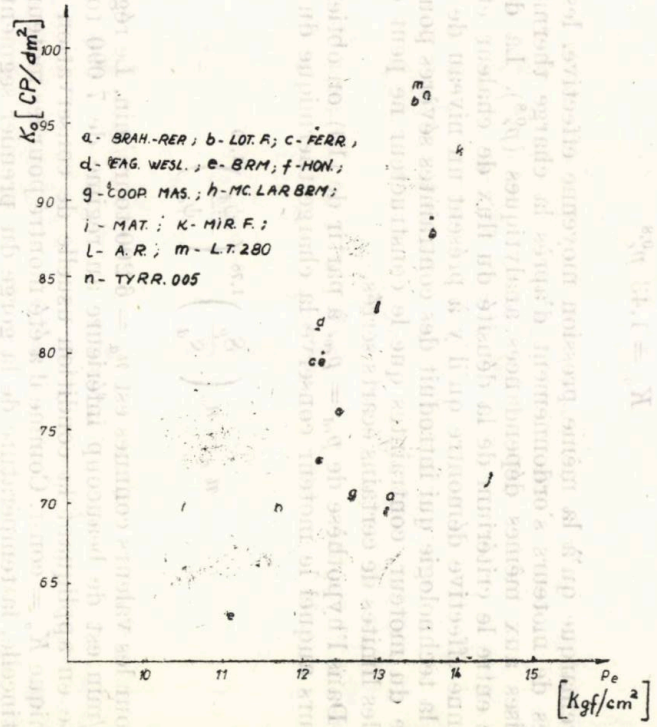


Fig. 4. Puissance specifique (au litre) des moteurs de course.

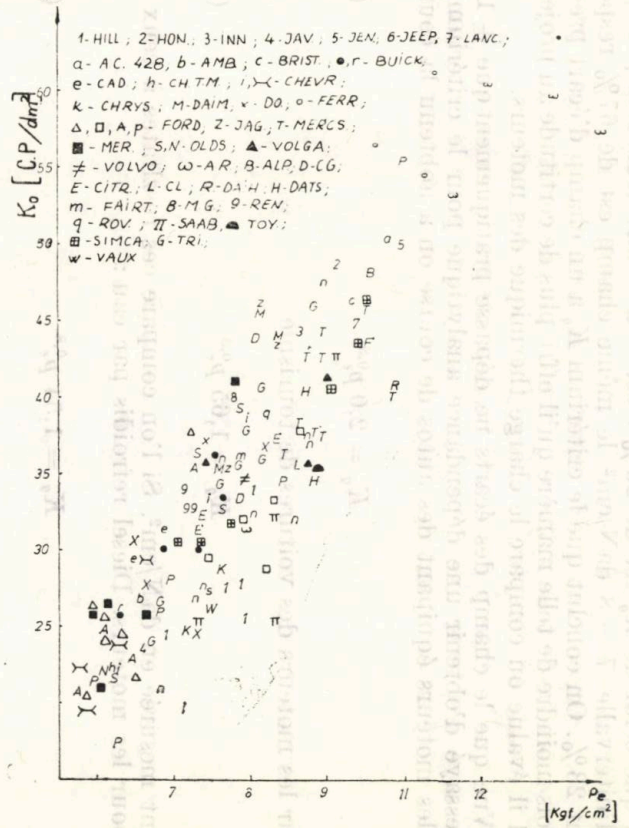


Fig. 5. Puissance spécifique des moteurs pour tourisme de série.

en série, dans l'intervalle 6 — 7 daN/cm², le champ de K_o est de 60% tandis que celui de K_q est de 20% c'est — à — dire trois fois plus petit dans l'intervalle 7 — 8 daN/cm², le même champ est de 67% respectivement 23%. On conclut que le critérium K_q a un champ d'écart presque trois fois moindre de telle manière qu'il offre plus de certitude au projeteur quand il évalue ou compare le charge thermique des moteurs.

Vue que le champ des écarts ne dépasse pratiquement que $\pm$ 10%, on a essayé d'obtenir une dépendance analytique pour le critérium K_q. Pour les moteurs équipant des autos de course on a aobtenu la courbe :

$$K_q = 2{,}0\ p_e^{0{,}8} \tag{11$_1$}$$

et pour les moteurs des voitures de tourisme

$$K_q = 1{,}65\ p_e^{0{,}8} \tag{11$_2$}$$

p_e étant mesurée en daN/cm². Si l'on compare ces reszltates à ceux étables pour les moteurs. Diesel refroidis par eau :

$$K_q = 1{,}54\ p_e^{0{,}8} \tag{11$_3$}$$

et pour les moteurs Diesel refroidis par air

$$K_q = 1{,}43\ p_e^{0{,}8} \tag{11$_4$}$$

l'on remarque qu'à la même pression moyenne effective, les classes distinctes de moteurs s'ordonnement d'après la charge thermique et sont soumises aux mêmes dépendances analytiques ($p_e^{0{,}8}$). La dépendance si ferme entre le critérium de la dénsité du flux de chaleur et la pression moyenne effective démontre qu'il y à présent un niveau de la technique et de la technologie qui introduit des contraîntes sévères pour l'état thermique du moteur, contraîntes que le constructeur ne peut dépasser que dans les limites de certains écarts serrés.

Dans l'hypothèse de $p_{ed} = p_{eo}$, à partir de (10) on obtient le nombre de tours auquel le moteur conserve la charge thermique du piston.

$$n_d = n_o \left(\frac{S_o}{S_d}\right)^{1{,}78} \left(\frac{\psi_d}{\psi_o}\right)^{1{,}19}$$

qui pour les valeurs connues est n_d = 6 200 tours/min. Le régime de 6 200 tours/min est de beaucoup inférieure au régime de 7 090 tours/min, qui résulte en appliquant la condition usuelle de conservation de la charge thermique K_o = const. Comme il a été montré pour les moteurs à allumage par étincelle, la température de la gorge du premier segment étant essen tielle, la condition (9) apparaît comme insuffisante.

Pour obtenir une valeur plus sûre du nombre de tours on doit appliquer la condition (8) ce qui exige certaines connaissances concernant la résistance thermique de contacte du système segment-cylindre.

Il est à observer que pour l'analyse ci-présente ce n'est pas la valeur absolue de la résistance thermique de contact qui intéresse, ce qui apporte un certaine allègement. Les deux moteurs ayant le même alésage et le même type de segment il serait utile de connaître de quelle manière se modifie R_t avec l'augmentation du régime. On admet que la résistance thermique de contact dépend de la pression du segment sur la surface latérale donc aussi de la pression des gaz arrivent derrière le segment. On connaît aussi qu'à l'augmentation du régime, la pression des gaz derrière les segments diminue, ce qui constitue une cause d'augmentation de R_t avec l'accroissement du régime (fig. 7).

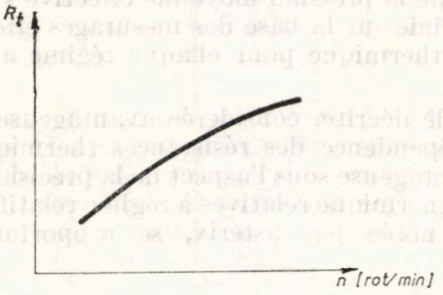


Fig. 6. L'influence du régime sur la résistence thermique.

En conclusion, l'augmentation du nombre de tours d'un moteur réduit la capacité du piston d'évacuer la chaleur, de manière à ce que pour maintenir le même niveau de température, t_a, la charge thérmique doit-être diminuée, ce qui résulte correctement de la condition (8). Dans ce cas de (7) il résulte que

$(t_{max})_d < (t_{max})_o$, ce qui est même convenable. L'on admet que :

$$R_t = bn^x$$

ou, pour deux moteurs au même ensemble piston — cylindre :

$$\frac{(R_t)_d}{(R_t)_o} = \left(\frac{n_d}{n_o}\right)^x$$

Les auteurs ont obtenu des renseignements sur la valeur de l'exposant x, en appliquandl la relation (5) au même moteur qui a finctionné dans la caractéristique de charge totale. Si n_1 et n_2 sont deux régimes distinctes ($n_2 > n_1$), alors sur la base de la relation (5) l'on obtient :

$$\frac{R_{t2}}{R_{t1}} = \frac{\Delta t_2}{\Delta t_1} \times \frac{q_{p1}}{q_{p2}}$$

les indices 1 et 2, précisant les valeurs correspondants aux deux régimes.

L'on remarque que pour établir la dépendance de régime du rapport R_{t2}/R_{t1} il est nécessaire de connaître la différence $t_a - t_b$ et q_p pour ces deux régimes de fonctionnement du moteur.

Pour déterminer la différence de température, les auteurs ont disposé des mesurations de C. Casci et G. Ferrari [6] qui fournissent la température du centre de la tête de piston par l'intermédiaire d'un thérmistor.

La température du liquide de refroidissement, égale, à 85°C est maintenue constante.

Les essais ont eté effectués sur un moteur de série à allumage par étincelle, à quatre cylindres, de 1600 cm^3 — donc très proche du moteur M 1300 — qui a fonctionné sur la caractéristique extérieure.

Les résultats des mesurages de température sont montrés dans la fig. 8. La variation de la pression moyenne effective sur la caractéristique extérieure, a été définie sur la base des mesurages effectués sur le moteur M/1300. La charge thermique pour chaque régime a eté déterminée par la relation (10).

Par la méthode décrite, considerée avantageuse pour une première évaluation de la dépendence des résistances thermique de régime, mais insuffisamment avantageuse sous l'aspect de la précision, il résulte la variation des résistances thermique relatives à régime relatif montrée sur l'image (9). Les dimensions notée par asterix, se rapportant au régime de 2500 tours/min.

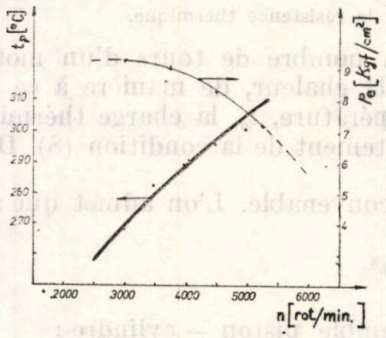


Fig. 7. L'influence du régime sur le niveau de temperature du piston et sur le travail mecanique spécifique

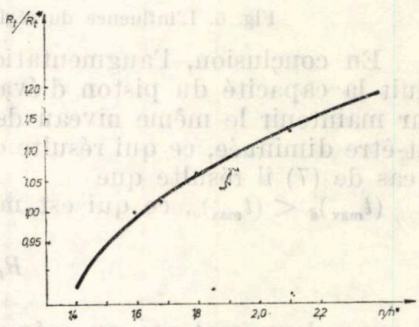


Fig. 8. L'influence du régime rélatif sur la résistence termique rélative.

Pour les régimes entre 5000 et 6000 tour/min — l'on obtient

$$\left(\frac{R_{td}}{R_{to}}\right) = \left(\frac{n_d}{n_o}\right)^{0,374} \tag{12}$$

Et appliquant maintenent la condition (8) par l'intermédiaire des relations (10) et (11) il résulte :

$$n_d^{0,42} = n_o^{0,42}\left(\frac{n_o}{n_d}\right)^{0,37}\left(\frac{p_{eo}}{p_{ed}}\right)^{0,75}\left(\frac{S_o}{S_d}\right)^{0,75}\left(\frac{\psi_d}{\psi_0}\right)^{0,5} \tag{13}$$

ou

$$n_d = n_o \left(\frac{p_{eo}}{p_{ed}}\right)^{0,945} \left(\frac{S_o}{S_d}\right)^{0,945} \left(\frac{\psi_d}{\psi_o}\right)^{0,65} \qquad (14)$$

Avec les données connues on obtient le régime

$$n_d = 5775 \text{ tours/min.}$$

Il en résulte que la temperature de la gorge t_a sur le piston du moteur M 960 est la même que celle du piston du moteur M 1300 à un régime de 10% seulement supérieure au régime nominal du moteur de réference.

Le constructeur peut offrir le moteur M 960 au régime de 5 775 tours/min sans contraintes supplémentaires concernant la qualité de l'huile et de l'essence (dans ce cas $(q_p)_d < (q_p)_o$, ainsi $(t_{max})_d < (t_{max})_o$.

Si l'on assure la même pression moyenne effective, le moteur M 960 délivrera à 5775 tours/min une puissance de 44 Ch. et réalisera un puissance au litre de 46 Ch/1, ce qui représente pratiquement de 10% d'avantage par rapport à la performance du moteur M 1300.

Si l'on admet la condition (9) alors le régime de 6200 tours/min grâce à l'accroissement de R_t it résulte que la température t_a dépasse le niveau du moteur de référence de 12 — 14°C ce qui conduit aussi à une hausse de température t_{max} quoique $(q_p)_d = (q_p)_o$ (voir relation 7).

Il résulte ainsi que pour maintenir les niveaux admissibles de certaines températures critiques (t_a, t_{max}) la condition d'invariabilité de la charge thermique n'est pas suffisamment sévère.

Dans la recherche éffectuée l'on a admis que $(t_b)_d = (t_b)_o$. Cette condition suppose que sur le moteur de référence l'on utilise un radiateur plus petit. Si l'on maintient le même radiateur, la capacité de dissipation de la chaleur de rédroidissement devient plus grande à peu près le rapport $S_o/S_d = 1300/960$. Dans ce cas $(t_b)_d$ diminue de presque 10 — 11°C. Afin de maintenir la température t_a invariable il résulte que le rapport $(R_t q_p)_d/(R_t q_p)_o$ — la relation (6) — peut être augmenté d'environ 7% ce que approche le régime de la valeur résulté par la condition (9). La condition (8) devient :

$$(R_t q_p)_d = 1{,}07\ (R_t q_p)_o,$$

et de (14) il résulte $5775 \times 1{,}07 = 6180$ tours/min. Le régime étant proche de 6200 tours/min. antérieurement trouvé, pour la condition $(q_p)_d = (q_p)_o$ il résulte de (7) que dans ce cas t_{max} aussi et invariable sur les deux modèles étudiés.

BIBLIOGRAPHIE

1. *Grünwald B. s.a.*, Studiul performanţelor unei familii de motoare cu cursa pistonului variabilă. Memoriu elaborat în cadrul contractului de colaborare încheiat între ICPA — Piteşti şi IPB — 1972.
2. *Tvelkov, V. T.*, Motoare cu ardere internă. Editura tehnică Bucureşti, 1954.
3. *Grünwald* B., Evaluarea încărcării termice a pistonului motorului diesel. Comunicare prezentată la sesiunea ştiinţifică a INMT, din februarie 1977.

4. *Grünwald B.*, A Thermal-load Crieterion for the Piston of a Diesel Engine. Rev. Roumaine Sc. Tech. Série Electrotechn. Energ. 4, 1977
5. *Zinner K.*, Zum Problem der Leistungssteigerung von Diesel Motoren, 1969. In Exp. Inf. Seria PGD, 8, 1970.
6. *Casci C., Ferrari G.*, Analysis of the Piston Heat Load During Knocking. The Intern. Comb. Eng. Cond. Bucharest, 1970. Paper VIII-a.

Contribuţii la stabilirea turaţiilor nominale ale motoarelor unei familii cu cursa pistonului variabilă

În lucrare se cercetează turaţiile nominale la care urmează a se livra un motor cu cursa pistonului mai mică, derivat din motorul turismului Dacia 1300. Se arată că, dacă se impune condiţia ca încărcarea termică a pistonului să rămînă aceeaşi la cele două motoare, turaţia motorului derivat este de 6200 rot/min. Dacă se impune însă o condiţie mult mai severă şi anume ca regimul de temperatură a pistonului să rămînă invariabil (acelaşi nivel şi acelaşi cîmp de temperatură), turaţia motorului derivat trebuie să fie mai mică şi anume de 5775 rot/min.

BULETINUL INSTITUTULUI POLITEHNIC „GHEORGHE GHEORGHIU-DEJ"
BUCUREȘTI
Tomul XL — 1978, Numărul 2
SERIA MECANICĂ

C.Z. :621.43.058

POSIBILITĂȚI DE DETERMINARE A LEGII DE DEGAJARE A CĂLDURII ÎNTR-UN MOTOR CU CAMERA DE ARDERE DIVIZATA

D. TARAZA, A. BELEI, Ș. MINCULESCU *

În această secțiune se prezintă o generalizare a modelului fizico-matematic dezvoltat în partea I a lucrării. Se stabilesc ecuațiile generale care descriu procesul de lucru din motorul diesel cu cameră de ardere divizată, luîndu-se în considerare variația continuă a compoziției chimice a gazelor, atît în compartimentul de volum constant cît și în cel de volum variabil. Se precizează, de asemenea, metoda de programare a calculelor în vederea rezolvării numerice a sistemului de ecuații diferențiale care descriu procesul de lucru în acest caz.

Partea a II-a. Stabilirea legii de degajare a căldurii în ipoteza variației compoziției chimice a gazelor ce evoluează pe ciclu

Una din ipotezele simplificatoare adoptate la elaborarea modelului fizic privind degajarea de căldură în motorul cu cameră de ardere divizată, dezvoltat în partea I a acestei lucrări, era aceea a invarianței compoziției chimice a gazelor ce evoluează pe ciclu. Pentru ca modelul să ofere o imagine mai fidelă a fenomenului real precum și în scopul măririi preciziei de calcul, în prezenta secțiune a lucrării este luată în considerație variația compoziției chimice a gazelor în timpul procesului de ardere.

Se consideră că arderea are loc în condițiile unei valori constante a coeficientului de exces de aer astfel încît, în orice moment, fluidul motor poate fi separat în două părți, fiecare din ele avînd o compoziție chimică constantă :

— gaze arse cu o compoziție chimică corespunzătoare coeficientului excesului de aer considerat,

— gaze cu o compoziție chimică corespunzătoare încărcăturii proaspete.

Manuscris predat redacției la data de 1 decembrie 1977

* Conf. dr. ing. Catedra motoare cu ardere internă ; Asistent ing. Catedra motoare cu ardere internă ; Asistent ing. Catedra de geometrie descriptivă și desen tehnic

Restul ipotezelor formulate rămînînd valabile, căldurile specifice molare corespunzătoare celor două compoziţii chimice ale fluidului motor vor fi precizate de relaţii de forma :

$$\begin{cases} (c_v)_{ga} = A_{ga} + B_{ga}T + C_{ga}T^2 + D_{ga}T^3 + E_{da}T^4 \\ (c_v)_{pr} = A_{pr} + B_{pr}T + C_{pr}T^2 + D_{pr}T^3 + E_{pr}T^4, \end{cases} \tag{2.1}$$

iar energiile interne specifice molare pentru cele două compoziţii vor fi date de relaţiile :

$$\begin{cases} u_{ga} = u_{ga_0} + A_{ga}(T - T_0) + \dfrac{B_{ga}}{2}(T^2 - T_0^2) + \\ + \dfrac{C_{ga}}{3}(T^3 - T_0^3) + \dfrac{D_{ga}}{4}(T^4 - T_0^4) + \dfrac{E_{ga}}{5}(T^5 - T_0^5) \\ u_{pr} = u_{pr_0} + A_{pr}(T - T_0) + \dfrac{B_{pr}}{2}(T^2 - T_0^2) + \\ + \dfrac{C_{pr}}{3}(T^3 - T_0^3) + \dfrac{D_{pr}}{4}(T^4 - T_0^4) + \dfrac{E_{pr}}{5}(T^5 - T_0^5). \end{cases}$$

Dacă se notează cu ν_{ga} numărul total de moli gaze arse rezultat din arderea combustibilului cu excesul de aer considerat, cu ν_{pr} numărul total de moli de încărcătură proaspătă admisă pe ciclu, compoziţia fluidului motor în cele două compartimente se poate exprima ca fracţiuni β, ρ, φ, ψ din ν_{ga} şi ν_{pr}. Astfel compoziţia fluidului motor va fi : $\beta\nu_{ga}$ moli gaze arse în CVC, $\varphi\nu_{pr}$ moli încărcătura proaspătă în CVC, $\rho\nu_{ga}$ moli gaze arse în CVV, $\psi\nu_{pr}$ moli în încărcătura proaspătă în CVV.

Fracţiunile β, ρ, φ, ψ împreună cu ζ şi ξ care reprezintă degajarea de căldură în cele două compartimente sînt legate între ele prin următoarele relaţii :

$$\begin{cases} (\varphi + \psi)\,\mu\nu_{pr} = (1 - \zeta - \xi)\,\nu_{ga} \\ (\beta + \rho)\,\nu_{ga} = (\zeta + \xi)\,\nu_{ga} + \gamma\nu_{pr}, \end{cases} \tag{2.3}$$

unde γ este coeficientul de gaze arse reziduale şi μ coeficientul variaţiei molară.

În baza definiţiei coeficientului de variaţie molară, relaţiile (2.3) pot fi scrise şi în forma :

$$\begin{cases} \varphi + \psi = 1 - \zeta - \xi \\ \beta + \rho = \zeta + \xi + \gamma\dfrac{1}{\mu}. \end{cases} \tag{2.4}$$

După cum s-a arătat în partea I a lucrării, ecuaţiile de bilanţ energetic (1.1) se integrează în funcţie de condiţiile de curgere. Se disting aceleaşi cazuri diferind prin sensul şi regimul de curgere, cu observaţia că exponentul adiabatic şi greutatea molară se modifică ca urmare a variaţiei compoziţiei chimice. Astfel căldura specifică molară, energia internă specifică molară, entalpia specifică molară, exponentul adiabatic şi greutatea moleculară a fluidului motor din cele două compartimente, la un moment dat, sînt precizate în tabelul 2.1.

Tabelul 2.1

CVC	CVV
$(c_v)_c = [\beta\nu_{ga}\,(c_v)_{ga}^{T_c} + \varphi\nu_{pr}(c_v)_{pr}]\dfrac{1}{\beta\nu_{ga} + \varphi\nu_{pr}}$	$(c_v)_v = [\rho\nu_{ga}(c_v)_{ga}^{T_v} + \psi\nu_{pr}(c_v)_{pr}^{T_v}]\,\dfrac{1}{\rho\nu_{ga}+\psi\nu_{pr}}$
$u_c = (\beta\nu_{ga}\,u_{pr}^{T_c}{}_{ga}^{T_c} + \varphi\nu_{pr}\,u_{pr}^{T_c})\,\dfrac{1}{\beta\nu_{ga} + \varphi\nu_{pr}}$	$u_v = (\rho\,\nu_{ga}\,u_{ga}^{T_v} + \psi\nu_{pr}\,u_{pr}^{T_v})\,\dfrac{1}{\rho\nu_{ga} + \psi\nu_{pr}}$
$h_c = u_c + 1{,}986\ T_c$	$h_v = u_v + 1{,}986\ T_v$
$\varkappa_c = 1 + 1{,}986/c_c$	$\varkappa_v = 1 + 1{,}986/c_v$
$M_c = \dfrac{\beta\nu_{ga}\,M_{ga} + \varphi\nu_{pr}\,M_{pr}}{\beta\nu_{ga} + \varphi\nu_{pr}}$	$M_v = \dfrac{\rho\nu_{ga}M_{ga} + \psi\nu_{pr}M_{pr}}{\rho\nu_{ga} + \psi\nu_{pr}}$

În acest fel, variaţia numărului de moli dintr-un compartiment, ca urmare a curgerii este precizată de relaţia :

$$d\nu = G_1 \mathrm{d}\theta. \tag{2.5}$$

Energiile interne totale în cele două compartimente, la un moment dat, sînt :

$$\begin{cases} U_c = \beta\,\nu_{ga}\,u_{ga}^{T_c} + \varphi\,\nu_{pr}\,u_{pr}^{T_c}, \\ U_v = \rho\,\nu_{ga}\,u_{ga}^{T_v} + \psi\nu_{pr}\,u_{pr}^{T_v}, \end{cases} \tag{2.6}$$

de unde, prin derivare, se obţin variaţiile lor :

$$\begin{cases} dU_c = \nu_{ga} u_{ga}^{T_c}\,\mathrm{d}\beta + \nu_{pr}\,u_{pr}^{T_c}\,d\varphi + [\beta\,\nu_{ga}(c_v)_{ga}^{T_c} + \varphi\,\nu_{pr}\,(c_v)_{pr}^{T_c}]\,\mathrm{d}T_c \\ \mathrm{d}U_v = \nu_{ga}\,u_{ga}^{T_v}\,\mathrm{d}\rho + \nu_{pr}\,u_{pr}^{T_v}\,\mathrm{d}\psi + [\rho\,\nu_{ga}(c_v)_{ga}^{T_v} + \psi\nu_{pr}(c_v)_{pr}^{T_v}]\mathrm{d}T_v. \end{cases} \tag{2.7}$$

Variația temperaturii în fiecare compartiment se obține prin derivarea ecuațiilor de stare :

$$\begin{cases} dT_c = \dfrac{V_c}{R}\left[\dfrac{1}{\beta\nu_{ga}+\varphi\nu_{pr}}\mathrm{d}p_c - \dfrac{\nu_{ga}\mathrm{d}\beta+\nu_{pr}\,d\varphi}{(\beta\nu_{ga}+\varphi\nu_{pr})^2}\,p_c\right] \\ \mathrm{d}T_v = \dfrac{1}{R}\left[\dfrac{V_o}{\rho\nu_{ga}+\psi\nu_{pr}}\mathrm{d}p_v + \dfrac{p_v}{\rho\nu_{ga}+\psi\nu_{pr}}\mathrm{d}V_v - \dfrac{\nu_{ga}d\rho+\nu_{pr}d\psi}{(\rho\nu_{ga}+\psi\nu_{pr})^2}p_vV_v\right]. \end{cases} \tag{2.8}$$

Explicitînd aceste valori în relațiile (2.7) și grupînd termenii rezultă :

$$\begin{cases} dU_c = C_1d\beta + C_2d\varphi + C_3dp_c \\ dU_v = V_1d\rho + V_2\,\mathrm{d}\psi + V_3\,dp_v + V_4\,d\theta, \end{cases}$$

unde s-au folosit următoarele notații :

$$\begin{cases} C_1 = \left[u_{ga}^{T_c} - \dfrac{(c_v)_c}{\beta\nu_{ga}+\varphi\nu_{pr}}\dfrac{V_c}{R}\,p_c\right]\nu_{ga} \\ C_2 = \left[u_{pr}^{T_c} - \dfrac{(c_v)_c}{\beta\nu_{ga}+\varphi\nu_{pr}}\dfrac{V_c}{R}\,p_c\right]\nu_{pr} \\ C_3 = (c_v)_c\dfrac{V_c}{R} \\ V_1 = \left[u_{ga}^{T_v} - \dfrac{(c_v)_v}{\rho\nu_{ga}+\psi\nu_{pr}}\dfrac{V_v}{R}\,p_v\right]\nu_{ga} \\ V_2 = \left[u_{pr}^{T_v} - \dfrac{(c_v)_v}{\rho\nu_{ga}+\psi\nu_{pr}}\dfrac{V}{R}\,p_v\right]\nu_{pr} \\ V_3 = (c_v)_v\dfrac{V_v}{R} \\ V_4 = (c_{vv})_v\dfrac{p_v}{R}\dfrac{dV_v}{d\theta}. \end{cases} \tag{5.10}$$

Variația cantităților de gaze arse și de încărcătură proaspătă ce se află la un moment dat într-un compartiment, se produce datorită arderii în compartimentul considerat și a schimbului de substanță cu celălalt compartiment.

Prin ipoteză, gazele care trec din CVC în CVV conţin gaze arse în proporţia $\frac{\beta \nu_{ga}}{\beta \nu_{ga} + \varphi \nu_{pr}}$ şi încărcătură proaspătă în proporţia $\frac{\varphi \nu_{pr}}{\beta \nu_{ga} + \varphi \nu_{pr}}$. Similar gazele transferate din CVV în CVC conţin gaze arse în proporţia $\frac{\rho \nu_{ga}}{\rho \nu_{ga} + \psi \nu_{pr}}$ şi încărcătură proaspătă în proporţia $\frac{\psi \nu_{pr}}{\rho \nu_{ga} + \psi \nu_{pr}}$. De exemplu, variaţia cantităţii de gaze arse din CVC este precizată de relaţia :

$$\nu_{ga}\, d\beta - \nu_{ga}\, d\zeta - \frac{1}{2} \frac{\beta \nu_{ga}}{\beta \nu_{ga} + \varphi \nu_{pr}} [d\nu + |d\nu|] - \frac{1}{2} \frac{\rho \nu_{ga}}{\rho \nu_{ga} + \psi \nu_{pr}} [d\nu - |d\nu|]. \tag{2.11}$$

În mod similar se pot preciza şi celelalte mărimi care exprimă variaţia elementară a compoziţiei chimice în cele două compartimente $d\rho$, $d\varphi$ şi $d\psi$. Prin împărţire cu $d\theta$ şi simplificarea factorilor comuni se obţin relaţiile :

$$\begin{cases} \dfrac{d\beta}{d\theta} = \dfrac{d\zeta}{d\theta} + \dfrac{1}{2} \dfrac{\beta}{\beta \nu_{ga} + \varphi \nu_{pr}} \left[\dfrac{d\nu}{d\theta} - \left| \dfrac{d\nu}{d\theta} \right| \right] + \\ \quad + \dfrac{1}{2} \dfrac{\rho}{\rho \nu_{ga} + \psi \nu_{pr}} \left[\dfrac{d\nu}{d\theta} + \left| \dfrac{d\nu}{d\theta} \right| \right] \\ \dfrac{d\rho}{d\theta} = \dfrac{d\xi}{d\theta} - \dfrac{1}{2} \dfrac{\beta}{\beta \nu_{ga} + \varphi \nu_{pr}} \left[\dfrac{d\nu}{d\theta} - \left| \dfrac{d\nu}{d\theta} \right| \right] - \\ \quad - \dfrac{1}{2} \dfrac{\rho}{\rho \nu_{ga} + \psi \nu_{pr}} \left[\dfrac{d\nu}{d\theta} + \left| \dfrac{d\nu}{d\theta} \right| \right] \\ \dfrac{d\varphi}{d\theta} = -\dfrac{d\zeta}{d\theta} + \dfrac{1}{2} \dfrac{\varphi}{\beta \nu_{ga} + \varphi \nu_{pr}} \left[\dfrac{d\nu}{d\theta} - \left| \dfrac{d\nu}{d\theta} \right| \right] + \\ \quad + \dfrac{1}{2} \dfrac{\psi}{\rho \nu_{ga} + \psi \nu_{pr}} \left[\dfrac{d\nu}{d\theta} + \left| \dfrac{d\nu}{d\theta} \right| \right] \\ \dfrac{d\psi}{d\theta} = -\dfrac{d\xi}{d\theta} - \dfrac{1}{2} \dfrac{\varphi}{\beta \nu_{ga} + \varphi \nu_{pr}} \left[\dfrac{d\nu}{d\theta} - \left| \dfrac{d\nu}{d\theta} \right| \right] - \\ \quad - \dfrac{1}{2} \dfrac{\psi}{\rho \nu_{ga} + \psi \nu_{pr}} \left[\dfrac{d\nu}{d\theta} + \left| \dfrac{d\nu}{d\theta} \right| \right]. \end{cases} \tag{2.12}$$

Folosind notaţiile :

$$\begin{cases} F(\theta, \nu, \beta, \rho, \varphi, \psi) = \dfrac{1}{2}\dfrac{\beta}{\beta\nu_{ga}+\varphi\nu_{pr}}\cdot \\ [G_1 - |G_1|] + \dfrac{1}{2}\dfrac{\rho}{\rho\nu_{ga}+\psi\nu_{pr}}[G_1 + |G_1|] \\ \Phi(\theta, \nu, \beta, \rho, \varphi, \psi) = \dfrac{1}{2}\dfrac{\varphi}{\beta\nu_{ga}+\varphi\nu_{pr}}\cdot \\ [G_1 - |G_1|] + \dfrac{1}{2}\dfrac{\psi}{\rho\nu_{ga}+\psi\nu_{pr}}[G_1 + |G_1|], \end{cases} \tag{2.13}$$

relaţiile (2.12) devin :

$$\begin{cases} \dfrac{d\beta}{d\theta} = \dfrac{d\zeta}{d\theta} + F(\theta, \nu, \beta, \rho, \varphi, \psi) \\ \dfrac{d\rho}{d\theta} = \dfrac{d\xi}{d\theta} - F(\theta, \nu, \beta, \rho, \varphi, \psi) \\ \dfrac{d\varphi}{d\theta} = -\dfrac{d\zeta}{d\theta} + \Phi(\theta, \nu, \beta, \rho, \varphi, \psi) \\ \dfrac{d\psi}{d\theta} = -\dfrac{d\xi}{d\theta} - \Phi(\theta, \nu, \beta, \rho, \varphi, \psi). \end{cases} \tag{2.14}$$

Restul termenilor ce apar în ecuaţia de bilanţ energetic (lucrul mecanic, transferul de căldură la perete, disocierea) rămîn neafectaţi de introducerea ipotezei variaţiei compoziţiei chimice.

Folosind aceleaşi notaţii, ecuaţiile de bilanţ (1.2) devin :

$$\begin{cases} G_c Q_i \dfrac{d\zeta}{d\theta} = C_1\dfrac{d\beta}{d\theta} + C_2\dfrac{d\varphi}{d\theta} + C_3\dfrac{dp_c}{d\theta} + C_6 + C_7 - G_1G_2 \\ G_c Q_i \dfrac{d\xi}{d\theta} = V_1\dfrac{d\rho}{d\theta} + V_2\dfrac{d\psi}{d\theta} + V_3\dfrac{dp_v}{d\theta} + V_4 + V_5 + V_6 + V_7 + G_1G_2, \end{cases} \tag{2.15}$$

sau folosind notaţiile (2.13):

$$\begin{cases} G_c Q_i \dfrac{d\zeta}{d\theta} = \dfrac{d\zeta}{d\theta} C_1 + C_1 F - C_2 \dfrac{d\zeta}{d\theta} + C_2\Phi + C_3 \dfrac{dp_c}{d\theta} + C_6 + C_7 - G_1 G_2. \\ G_c Q_i \dfrac{d\xi}{d\theta} = V_1 \dfrac{d\xi}{d\theta} - V_1 F - V_2 \dfrac{d\xi}{d\theta} - V_2\Phi + V_3 \dfrac{dp_v}{d\theta} + V_4 + V_5 + V_6 + V_7 + G_1 G_2. \end{cases} \tag{2.16}$$

Variaţia cantităţilor de căldură degajate în cele două compartimente se poate explicita în forma:

$$\begin{cases} \dfrac{d\zeta}{d\theta} = \Gamma\left(\theta, \nu, \beta, \rho, \varphi, \psi, \dfrac{dp_c}{d\theta}\right) \\ \dfrac{d\xi}{s\theta} = \Omega\left(\theta, \nu, \beta, \rho, \varphi, \psi, \dfrac{dp_v}{d\theta}\right), \end{cases} \tag{2.17}$$

unde s-a notat:

$$\begin{cases} \Gamma = \dfrac{1}{G_c Q_i - C_1 + C_2}\left[C_3 \dfrac{dp_c}{d\theta} + C_6 + C_7 - G_1 G_2 + C_1 F + C_2\Phi\right] \\ \Omega = \dfrac{1}{G_c Q_i - V_1 + V_2}\left[V_3 \dfrac{dp_v}{d\theta} + V_4 + V_5 + V_6 + V_7 + G_1 G_2 - V_1 F - V_2\Phi\right]. \end{cases} \tag{2.17}$$

Se obţine astfel următorul sistem de ecuaţii diferenţiale:

$$\begin{cases} \dfrac{d\zeta}{d\theta} = \Gamma\left(\theta, \nu, \beta, \rho, \varphi, \psi, \dfrac{dp_c}{d\theta}\right) \\ \dfrac{d\xi}{d\theta} = \Omega\left(\theta, \nu, \beta, \rho, \varphi, \psi, \dfrac{dp_c}{d\theta}\right) \\ \dfrac{d\beta}{d\theta} = \dfrac{d\zeta}{d\theta} + F\left(\theta, \nu, \beta, \rho, \varphi, \psi\right) \\ \dfrac{d\rho}{d\theta} = \dfrac{d\xi}{d\theta} - F\left(\theta, \nu, \beta, \rho, \varphi, \psi\right) \\ \dfrac{d\varphi}{d\theta} = -\dfrac{d\zeta}{d\theta} + \Phi(\theta, \nu, \beta, \rho, \varphi, \psi) \\ \dfrac{d\psi}{d\theta} = -\dfrac{d\xi}{d\theta} - \Phi(\theta, \nu, \beta, \rho, \varphi, \psi) \\ \dfrac{d\nu}{d\theta} = G_1(\theta, \upsilon, \beta, \rho, \varphi, \psi). \end{cases} \tag{2.19}$$

Cele şapte ecuaţii diferenţiale care alcătuiesc sistemul (2.19) nu sînt independente. Într-adevăr mărimile ζ, ξ, β, φ, ψ, sînt legate între ele prin relaţiile (2.4), care de altfel pot fi deduse şi direct din sistemul (2.19).

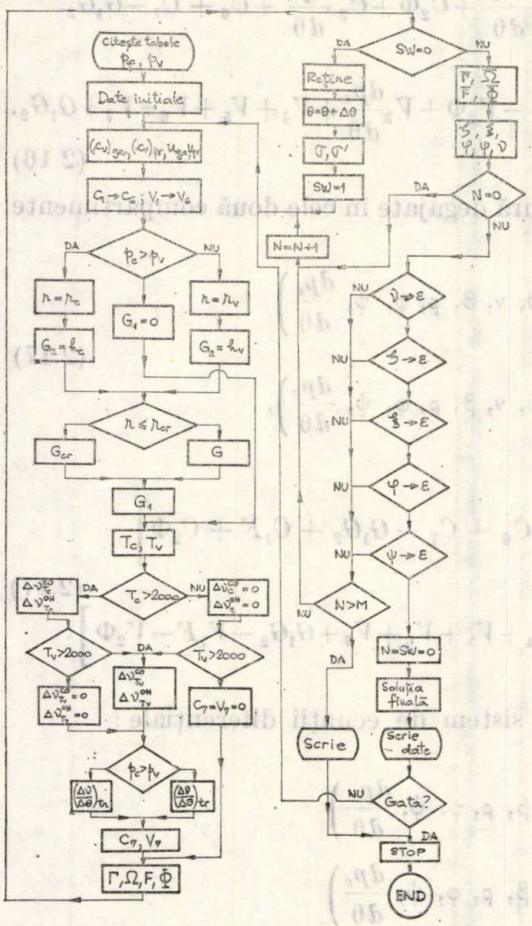


Fig. 2.1.

În baza acestor relaţii se pot elimina din sistem două ecuaţii. În privinţa variabilelor ce urmează să fie eliminate trebuie arătat că structura ecuaţiilor (2.4) nu permite excluderea oricăreia din cele şapte variabile. Poate fi eliminată fie gruparea β, φ (compoziţia gazelor în CVC), fie gruparea ρ, ψ (compoziţia gazelor în CVV). Tehnica de integrare numerică a sistemului astfel obţinut este identică cu cea prezentată în cazul precedent.

În figura 2.1 se prezintă schema logică de organizare a calculului. Se observă că diferenţele ce apar faţă de varianta precedentă, prezentată în partea I a lucrării, se datoresc faptului că cele cinci ecuaţii reţinute în sistem sînt întotdeauna dependente, fapt care reclamă iterarea întregului sistem pînă la obţinerea preciziei dorite.

ANEXA 1

Calculul funcţiilor cinematice

Distanţa de la o poziţie oarecare a pistonului pînă la poziţia pe care acesta o ocupă în punctul mort interior este dată de expresia : $x_p = R\sigma$. Pentru mecanismul bielă-manivelă obişnuit (normal şi axat), σ are forma :

$$\sigma = 1 - \cos\theta + \frac{1}{\Lambda}(1 - \sqrt{1 - \Lambda^2 \sin^2\theta}\,).$$

Dacă notăm cu V_ε volumul minim al CVV, atunci valoarea volumului CVV într-o poziţie oarecare a pistonului va fi dată de relaţia :

$$V_v = V_\varepsilon + \frac{\pi D^2}{4} R\sigma.$$

Variaţia volumului CVV se calculează cu formula :

$$\frac{dV_v}{d\theta} = \frac{\pi D^2}{4} R\sigma',$$

unde cu σ' s-a notat :

$$\sigma' = \left[\sin\theta + \frac{\Lambda \sin\theta \cos\theta}{\sqrt{1 - \Lambda^2 \sin^2\theta}} \right] \frac{\pi}{180}.$$

Notînd cu F_ε suprafaţa minimă a CVV, valoarea suprafeţei acestui compartiment la un moment dat are expresia :

$$F_v = F_\varepsilon + \pi D R \sigma.$$

Pe baza acestor relaţii se defineşte funcţia :

$$V_3 = A p_v \frac{\pi D^2}{4} R\sigma'.$$

ANEXA 2

Evaluarea schimbului de căldură la perete

Schimbul de căldură la perete se calculează separat în CVC şi CVV cu formulele generale :

$$dQ_{w_c} = F_c (T_c - T_{r_c}) \frac{K_c}{21.600\, n} d\theta,$$

$$dQ_{w_v} = F_v (T_v - T_{r_v}) \frac{K_v}{21.600 n} d\theta,$$

unde coeficienţii globali de schimb de căldură au expresiile :

$$K_c = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_c} + \frac{a_c}{\lambda_c} + \frac{1}{\alpha_{r_c}}}$$

$$K_v = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_v} + \frac{a_v}{\lambda_v} + \frac{1}{\alpha_{r_v}}}$$

În ceea ce priveşte valorile coeficienţilor de transfer de căldură, problema cea mai dificilă o ridică coeficientul de transfer prin convecţie pe partea de gaze (α_c, α_v). Dintre metodele cunoscute pentru calulul acestui coeficient se propune utilizarea în cazul de faţă a formulelor lui Pflaum [6], [7]. Această propunere se bazează pe faptul că metoda lui Pflaum este singura cunoscută care permite aprecierea în mod distinct a căldurilor transferate către pereţii cilindrului şi către pereţii chiulasei.

În continuare transferul de căldură în CVC și CVV se calculează cu formula valabilă pentru chiulasă, respectiv cilindru :

$$\alpha_c = \frac{1}{100}\,[6{,}2 - 5{,}2 \cdot 5{,}7^{-0{,}1 w_p} + 0{,}025\, w_p]\, 2{,}3\, p_s^{1/4} \sqrt{T_c p_c}$$

$$\alpha_v = \frac{1}{100}\,[6{,}2 - 5{,}2 \cdot 5{,}7^{-0{,}1 w_p} + 0{,}025\, w_p]\, 0{,}8\, p_s^{2/3} \sqrt{T_v p_v}.$$

Coeficientul de transfer de căldură pe partea de apă se calculează, cu formulele [2] :

$$\alpha_{r_c} = 1{,}755[1 + 0{,}015\,(0{,}9\, t_r + 0{,}1\, t_c)]\, w_r^{0{,}87}\, D_c^{-0{,}13}$$

$$\alpha_{r_v} = 1{,}755\,[1 + 0{,}015(0{,}9\, t_r + 0{,}1\, t_v)\, w_r^{0{,}87}\, D_v^{-0{,}13}$$

Pe baza acestor relații se definesc funcțiile :

$$C_6 = F_c(T_c - T_{r_c})\,\frac{K_c}{21.600\, n}$$

$$V_6 = (F_\varepsilon + \pi D R \sigma)(\, T_{\cdot} - T_{r_v})\,\frac{K_v}{21.600\, n}.$$

Possibilities to Compute the Heat-release Rate in a Diesel Engine with a Divided Combustion Chamber

Part. II. The computation of the heat-release rate in the hypothesis of the variation of the chemical composition of the working fluid.

This paper presents an extention of the physico-mathematical model developed in the first part of this work. The general equations, that describe the working process in a diesel engine with a divided combustion chamber, are established, taking into account the continous variation of the chemical composition, both in the constant and the variable volume compartments. The flow-chart of the computation steps, devised in order to solve the system of differential equations obtained for this case, is also presented.

BIBLIOGRAFIE

1. *Aulay, Mc., K. J., Wu T., Chen, S. K., Borman, G. L., Myers. P. S., Uyehara, O.A.*, Devellopment and Evaluation of the Compression ignition Engine. S.A.E. paper 650451. Mid-Year Meeting, Chicago, May, 1965.
2. *Bărănescu, G.*, Computation of the Real Cycle of Internal Combustion Engines with an Antechamber. Revue d'electrotehnique et d'energetique — Bucarest, Nr. 1, 1959.
3. *Bărănescu. G.*, Calculul proceselor de ardere. Editura Academiei, 1955.
4. *Cracken, Mc. D., Dorn, S. S.*, Numerical Methods and Fortran Programming John. Wiley and Sons Inc., 1964.
5. *Krieger, R. B., Borman, G. L.*, The Computation of Apparent Heat Release for Internae Combustion Engines. ASME publication 66-WA/DGP-4, 1966.
6. *Pflaum, S.* Wärmeübertragung in Dieselmotoren mit und ohne Aufladung. MTZ Nr. 3, März, 1961.
7. *Pflaum, W.*, Heat Transfer in Internal Combustion Engines. Termotecnica Nr. 4, April, 1963
8. *Taraza, D., Belei, A.* Considerații privind influența caracteristicii de degajare a căldurii asupra performanțelor motoarelor cu aprindere prin comprimare, cu cameră divizată de ardere. Conferința de motoare cu ardere internă, București, 1970. Comunicarea I. V.
9. *Faltin, H.* Technische Wärmelehre, Academie Verlag, 1961.

BULETINUL INSTITUTULUI POLITEHNIC „GHEORGHE GHEORGHIU-DEJ"
BUCUREȘTI
SERIA MECANICĂ
Tomul XL — 1978, Numărul 2

ORGANE DE MAȘINI

C.Z.:621.82:621.89

STUDIUL CURGERII ÎNTRE DOI PEREȚI PLANI CU ALIMENTARE SUB PRESIUNE

MIRCEA A. DUMBRAVA

Lucrarea este o dezvoltare a unei lucrări mai vechi ([6]) și face parte dintr-un șir de articole care-și propune studiul curgerii în lagărele hidrostatice. Modelul teoretic ales este simplu, spre a permite efectuarea unui număr cît mai mare de calcule numerice, în scopul punerii în evidență a efectelor diferiților parametri. Se calculează portanța, cîmpul de presiuni, debitele, rigiditățile de „squeeze" și de „balans" și se propun niște coeficienți care să aprecieze cantitativ efectul hidrodinamic din lagărele hidrostatice. Calculele se efectuează în orice regim de curgere, metoda de calcul fiind bazată pe noțiunea de număr Reynolds mediu, respectiv număr Reynolds echivalent. Se dau într-un tabel valorile recomandate pentru calculul parametrilor de viscozitate G_x, G. Pentru efectuarea aplicațiilor numerice a fost elaborat un program de calcul, iar cîteva din rezultatele obținute sînt prezentate și interpretate în lucrare.

Se studiază curgerea lubrifiantului printre doi pereți plani, infinit lungi, alimentați sub presiune din exterior printr-un șir de restrictori capilari. Se ia în considerație efectul principalilor parametri: viteză, presiune de alimentare, înclinarea relativă a pereților, pentru orice caracter al curgerii: laminar, tranzitoriu, turbulent dezvoltat.

Introducere

Extinderea domeniului de viteze în utilizarea lagărelor hidrostatice, ca și întrebuințarea lubrifianților neconvenționali (apă, metale topite) în cazul acestor lagăre, necesită aprofundarea studiului curgerii superlaminare, în condițiile alimentării sub presiune. Această preocupare este reflectată de numărul sporit de articole, cu privire la lubrificația hidrostatică în regim turbulent, care au apărut în ultimul timp ([4], [5], [6], [7],). În vederea efectuării unui studiu complet, este necesar să se analizeze la început cazurile mai simple, care permit urmărirea mai atentă a contribuției diverșilor parametri, apoi se va trece la cazurile practice complexe. Articolul de față se ocupă de cazul curgerii printre doi pereți plani infiniți, cu alimentare printr-un șir de restrictori capilari.

Manuscris predat redacției la data de 20 iunie 1977.
* Șef lucrări la Catedra organe de mașini

Curgerea printre pereți plani, cu alimentare din exterior

Cazul analizat în lucrare este ilustrat în fig. 1 Se desemnează cu indicele 1 zona de amonte și cu indicele 2 zona de aval.

Se consideră că alimentarea se face printr-un șir de restrictori capilari, cu o distribuție suficient de deasă pentru ca lubrifiantul să curgă doar pe direcția X. Regimul de curgere în capilar se va considera laminar. În acest caz, se poate scrie următoarea ecuație de bilanț de debite, pentru orice volum de control care cuprinde zona de admisie a lubrifiantului între plăci:

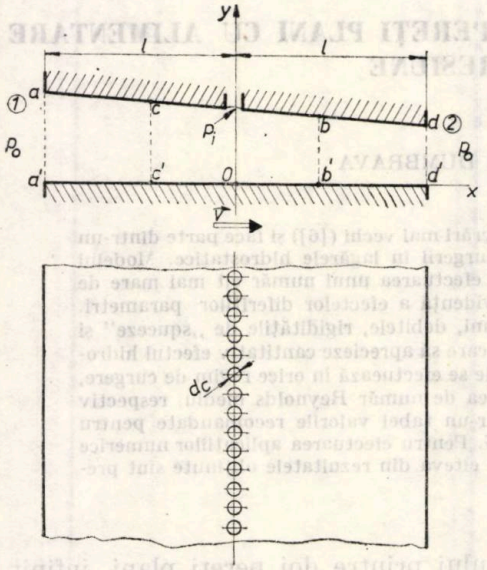


Fig. 1

$$kq_a = (q_x)_2 - (q_x)_1 \tag{1}$$

în care:

$$q_a = \frac{\pi d_c^4}{128\,\mu l_c}(p_a - p_i) \tag{2}$$

ar ecuația debitului între cele două plăci este binecunoscută:

$$(q_x)_i = \frac{Vh}{2} - \frac{h^3}{\mu} G_i\, \partial p/\partial x \quad i=1,2 \tag{3}$$

Ecuația care dă variația grosimii filmului are forma simplă:

$$h = h_0 + \alpha x \tag{4}$$

iar în ecuația (3) s-a notat cu G_i parametrul curgerii în cele două regiuni, $i = 1, 2$. Folosind volumele de control $abb'a'$ și $cdd'c'$ și punînd condițiile la limită:

$$\begin{cases} p = p_0 \text{ pentru } x = \pm l \\ p = p_i \text{ pentru } x = 0 \end{cases} \tag{5}$$

se vor obține următoarele distribuții de presiuni, în cele două zone:

$$p = p_i + \frac{1}{2}\frac{\mu V}{G_i}\frac{x}{h_0(h_0+\alpha x)} + \frac{(p_i - p_0 - 1/2\,\mu V/G_1\, l/h_0h_1)2h_1^2\, x(2h_0+\alpha x)}{l(3h_1+h_2)(h_0+\alpha x)^2}, \quad x\in(-l,0) \tag{6}$$

$$p = p_i + \frac{1}{2}\frac{\mu V}{G_2}\frac{x}{h_0(h_0+\alpha x)} - \frac{(p_i - p_0 + 1/2\,\mu V/G_2\cdot l/h_0h_2)\cdot 2h_2^2\, x(2h_0+\alpha x)}{l(h_1+3h_2)(h_0+\alpha x)^2}, \quad x\in(0,l) \tag{7}$$

Punînd condiția de bilanț de debite globală (pentru volum de control $add'a'$) și utilizînd ecuațiile (6) și (7), se obține relația de calcul a presiunii de intrare, p_i:

$$k\frac{\pi d_c^4}{128\mu l_c}(p_a-p_i)=\frac{4h_0^2}{\mu}\cdot\frac{p_i-p_0}{l}\left(\frac{G_1h_1^2}{3h_1+h_2}+\frac{G_2h_2^2}{h_1+3h_2}\right)+ \tag{8}$$

$$+\,8\alpha V\,lh_0^2\frac{1}{(3h_1+h_2)(h_1+3h_2)}$$

Vor rezulta imediat relațiile de calcul a debitelor ce intră (ies) pe la capetele celor două plăci:

$$\begin{cases} Q_1=\dfrac{2h_1h_0}{3h_1+h_2}V-\dfrac{4G_1}{\mu}\dfrac{h_0^2h_1^2}{3h_1+h_2}\cdot\dfrac{p_i-p_0}{l} & (9)\\[2ex] Q_2=\dfrac{2h_0h_2}{h_1+3h_2}V+\dfrac{4G_2}{\mu}\dfrac{h_0^2h_1^2}{h_1+3h_2}\cdot\dfrac{p_i-p_0}{l} & (10)\end{cases}$$

iar prin integrarea expresiilor presiunilor (6) și (7) se obține portanța:

$$P_1=\frac{4(p_i-p_0)lh_0^2}{4h_0^2-\alpha^2l^2}+2p_0l+\frac{\mu Vl}{2\alpha h_0}\left(\frac{1}{G_1}+\frac{1}{G_2}\right)- \tag{11}$$

$$-\frac{\mu V}{2\alpha^2}\left(\frac{1}{G_1}\ln\frac{h_0}{h_1}+\frac{1}{G_2}\ln\frac{h_2}{h_0}\right)+\frac{\mu Vl^2}{h_0}\left(\frac{1}{2G_1}\,\frac{1}{h_0+h_1}-\frac{1}{2G_2}\cdot\frac{1}{h_0+h_2}\right)$$

În scopul aprecierii efectului hidrodinamic de portanță, în raport cu portanța obținută ca urmare a alimentării sub presiune, se propun două variante de aproximare. Prima variantă este bazată pe calculul portanței hidrodinamice pure, care ar apărea între cele două plăci, în aceleași condiții funcționale și geometrice, considerînd un nivel de turbulență caracterizat prin același număr Reynolds Couette ca în cazul real. Ecuația portanței hidrodinamice va fi:

$$P_1^*=2p_0l+\frac{1}{2}\frac{\mu V}{\alpha h_0}\frac{1}{G_x^*}\left(2l-\frac{h_0}{\alpha}\ln\frac{h_2}{h_1}\right) \tag{12}$$

parametrul G_x^* fiind calculat în funcție de Re_c, așa cum se va arăta în continuare. Se introduce acum portanța hidrostatică pură, care apare în cazul $V=0$, aceleași condiții funcționale, inclusiv aceeași valoare a lui p_i, și aceeași geometrie. Relația de calcul este următoarea:

$$\mathfrak{R}_1=4(p_i-p_0)\frac{l(h_1+h_2)^2}{(3h_1+h_2)(h_1+3h_2)}+2p_0l \tag{13}$$

Primul coeficient exprimă diferența dintre portanța cazului hibrid și cea hidrodinamică, adică :

$$\psi = (\mathfrak{Z}_1 - P_1^*)/\mathfrak{Z}_1 \tag{14}$$

A doua variantă calculează procentual suplimentul de portanță datorat efectului hidrodinamic (în cazul hibrid), deci formula de calcul propusă este :

$$\varphi = (P_1 - \mathfrak{Z}_1)/P_1 \tag{15}$$

În ambele variante, coeficienții propuși nu reușesc să evidențieze cota parte datorată unui anumit nivel de turbulență atins, nici nu asigură compararea unor situații echivalente sub aspectul caracterului curgerii. Cu toate aceste limite, rezultatele numerice obținute sînt interesante.

În afară de presiuni, portanță și debite este important de calculat rigiditatea filmului.

Dacă examinăm fig. 1, se vede clar că se pot lua în considerație două tipuri de rigiditate a filmului, ca răspuns la două tipuri de solicitări : apariția unei sarcini suplimentare pe lagăr sau a unui moment de rotație în planul xoy, în raport cu 0.

Primul tip corespunde unei mișcări de „squeeze", astfel că se va numi rigiditate „squeeze" și se propune următoarea formulă de calcul :

$$c_s = \frac{\partial P_1}{\partial h_0} = -\frac{8(p_i - p_0)h_0 l^3\alpha^2}{(4h_0^2 - l^2\alpha^2)} - \frac{\mu V l}{2\alpha h_0^2}\left(\frac{1}{G_1} + \frac{1}{G_2}\right) +$$

$$+ \frac{\mu V l}{2\alpha h_0}\left(\frac{1}{G_1 h_1} + \frac{1}{G_2 h_2}\right) - \frac{\mu V l^2}{2h_0^2}\left[\frac{1}{G_1}\frac{3h_0 + h_1}{(h_0 + h_1)^2} - \frac{1}{G_2}\frac{3h_0 + h_2}{(h_0 + h_2)^2}\right] + \tag{16}$$

$$\frac{4lh_0^2}{4h_0^2 - \alpha^2 l^2} \cdot \frac{\partial(p_i - p_0)}{\partial h_0}$$

în care $\dfrac{\partial(p_i - p_0)}{\partial h_0}$ se calculează explicitînd valoarea lui p_i din relația (8), obținîndu-se o expresie complicată.

Al doilea tip de rigiditate corespunde unei mișcări de balans, în jurul punctului de ordonată $y = h_0$, deci va avea expresia :

$$c_b = \frac{\partial P_1}{\partial \alpha} = \frac{8(p_i - p_0)l^3 h^2 \alpha}{(4h_0^2 - l^2\alpha^2)^2} - \frac{\mu V l}{2h_0\,\alpha^2}\left(\frac{1}{G_1} + \frac{1}{G_2}\right) +$$

$$+ \frac{\mu V}{\alpha^3}\left(\frac{1}{G_1}\ln\frac{h_0}{h_1} + \frac{1}{G_2}\ln\frac{h_2}{h_0}\right) - \frac{\mu V l}{2\alpha^2}\left(\frac{1}{G_1 h_1} + \frac{1}{G_2 h_2}\right) + \tag{17}$$

$$+ \frac{\mu V l^3}{2h_0}\left[\frac{1}{G_1(h_0 + h_1)^2} + \frac{1}{G_2(h_0 + h_2)^2}\right] + \frac{4lh_0^2}{4h_0^2 - \alpha^2 l^2}\frac{\partial(p_i - p_0)}{\partial \alpha}$$

în care, din nou, derivata $\partial(p_i - p_0)/\partial\alpha$ are o expresie lungă și complicată.

În vederea calculării efective, într-un caz numeric concret, este necesar să se evalueze valorile G_1 și G_2, care caracterizează nivelul de turbulență din cele două zone. Soluția propusă și utilizată în lucrare este bazată pe calculul celor două valori în secțiunea medie a fiecărei zone, astfel ca numerele Reynolds se vor calcula în aceeași secțiune și vor avea expresiile :

$$\begin{cases} Re_{pi} = \left(\dfrac{h_i + h_0}{2}\right)^3 \dfrac{1}{\mu\nu} G_i \dfrac{p_i - p_0}{l} \\ \\ Re_{ci} = \dfrac{V(h_i + h_0)}{2\nu} \end{cases} \qquad i = 1, 2 \qquad (18)$$

Așa cum s-a arătat în alte lucrări ([1] — [4], [6], [8]), calculul parametrilor trebuie să ia în considerație două aspecte : caracterul curgerii și care tip de curgere este tipul principal, Couette sau Poiseuille. Se adoptă valorile numerelor Reynolds critice, corespunzătoare celor două tranziții, conform celor cunoscute ([2], [3], [6]) :

— laminar-tranzitoriu $Re_c^x = 2\,000$

— tranzitoriu — turbulent dezvoltat $Re_c^* = 2Re_c^* = 4\,000$ iar în vederea stabilirii caracterului curgerii s-a folosit conceptul de număr Reynolds mediu, propus de V. N. Constantinescu ([2], [3], [6]) :

$$Re_m = Re_c + 2Re_p \qquad (19)$$

adică se vor considera două linii de tranziție :

$$\begin{cases} Re_c + 2Re_p = 2\,000 \\ Re_c + 2Re_p = 4\,000 \end{cases} \qquad (20)$$

În scopul aprecierii tipului principal de curgere, Couette sau Poiseuille, s-a indicat în ([6]) o metodă de lucru. Dacă G_x (curgere Couette) și G (curgere Poiseuille), sînt cei doi parametri, atunci se va adopta :

$$G_{1,\,2} = \min\{G, G_x\} \qquad (21)$$

iar expresiile de calcul și domeniile de existență sînt recomandate în tabelul 1, împreună cu funcțiile $Re_{ccx} = f(Re_p)$.

Expresiile de calcul ale numărului Reynolds Couette critic ponderal, Re_{ccx}, sînt utile în calcule practice. Pentru cazurile particulare, cînd regimul de curgere este tranzitoriu, s-a utilizat metoda numărului Reynolds „echivalent" ([2]). Astfel, pentru cazurile cînd $Re_c^* \leqslant Re_m \leqslant Re_c^+$, se pro-

Tabelul 1

Re_c	$1/G_x$	$Re_p = 100 - 3000$ $1/G = 12 + 0{,}0075\ Re_p$	$Re_p = 3000 - 100\,000$ $1/G = 6{,}8/Re_p^{0{,}681}$
100 — 1000	$\frac{1}{G_x} = 12 + 0{,}00681\ Re_c$	$Re_{ccx} = 1{,}1\ Re_p (Re_p \leqslant 900)$	—
1000 — 30 000	$\frac{1}{G_x} = 12 + 0{,}0136\ Re_c^{0{,}9}$	$Re_{ccx} = 0{,}516\ Re_p^{1{,}11}$	$Re_{ccx} = \left(\frac{\left(\frac{Re_p}{6{,}8} \right)^{0{,}681} - 12}{0{,}0136} \right)^{1{,}1}$

pune într-o primă aproximație :

$$\mathcal{R}e_{c(p)} = f_{c(p)} Re_{c(p)}, \quad \text{unde } f_{c(p)} = \begin{cases} \left(\frac{Re_m}{Re_c^*} - 1 \right) \\ \text{sau} \\ \sqrt{1 - \left(\frac{Re_m}{Re_c^*} - 2 \right)^2} \end{cases} \tag{22}$$

putîndu-se calcula valorile „echivalente" ale numerelor Reynolds Couette și Pouiseuille. Odată calculate aceste valori, se întrebuințează recomandările cuprinse în tabelul 1.

2. Interpretarea unor rezultate numerice

În scopul obținerii unor rezultate numerice a fost elaborat un program de calcul, capabil să stabilească valorile mărimilor indicate în paragraful anterior, indiferent de caracterul curgerii în filmul de lubrifiant. Parametrii geometrici și funcționali întrebuințați sînt : $k = 100$ surse/m, $d_c = 5 \cdot 10^{-4}$ m, $l_c = 15 \cdot 10^{-3}$ m, $h_0 = 5 \cdot 10^{-4}$ m, $\mu = 10^{-2}$ N · s/m², $\nu = 9 \cdot 10^{-6}$ m²/s, $1 = 0{,}25$ m. S-a notat :

$$K_{pi} = \frac{p_i - p_0}{p_a - p_0} \tag{23}$$

În fig. 2 — 4 s-au trasat distribuțiile de presiuni pentru $p_a = 10^6 \text{N/m}^2$ și două valori ale lui α. Se remarcă creșterea presiunii și respectiv deplasarea maximului de presiune spre partea convergentă a interstițiului, simultan cu creșterea vitezei V. În plus, în fig. 4 se vede cum crește presiunea odată cu înclinarea plăcii superioare, efect hidrodinamic ușor explicabil. În același timp, la viteze V mari creșterea înclinării are ca efect o considerabilă sporire a presiunii, mult mai evident ca în cazul vitezelor mici. Așa cum era de așteptat, portanța P_1 crește cu viteza V și cu presiunea

de alimentare. p_a. Dacă se urmărește una din curbele din fig. 5, se observă existența unei modificări de pantă, semn că regimul de curgere s-a modificat din laminar în tranzitoriu.

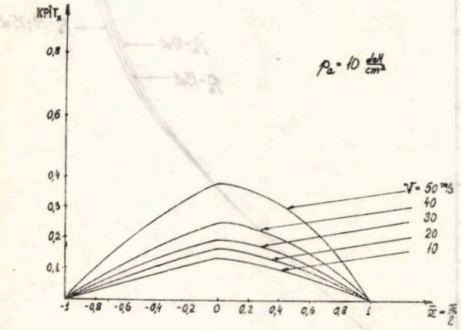


Fig. 2 — Variația presiunii în film, în funcție de viteză. ($p_a = 10^{daN}/cm^2$, $\alpha = -2 \cdot 10^{-4}$)

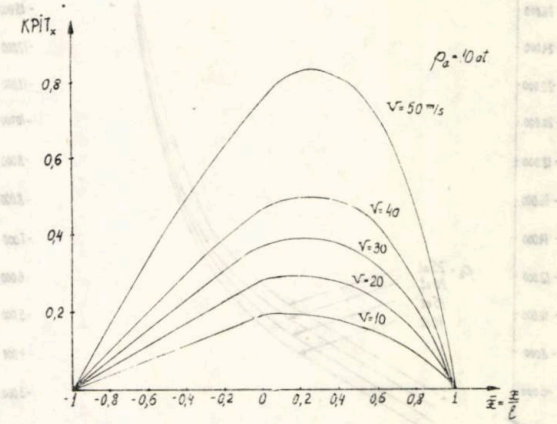


Fig. 3. — Variația presiunii în, film în funcție de viteză ($p_a = 10^{daN}/cm^2$, $\alpha = -6 \cdot 10^{-4}$)

În fig. 6 și 7 s-au reprezentat rigiditățile de „squeeze" și de „balans". În cazul rigidității de „squeeze", se vede că aceasta crește cu V și cu presiunea de alimentare p_a. Influența presiunii de alimentare este în general redusă, iar cu creșterea vitezei V diferențele se micșorează mult, deci odată cu trecerea în regim tranzitoriu, creșterea lui p_a nu îmbunătățește rigiditatea. În ceea ce privește rigiditatea de balans, concluziile sînt asemănă-

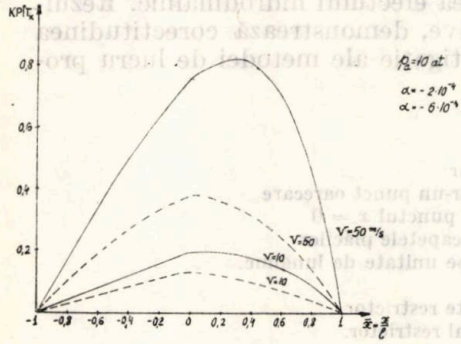


Fig. 4 — Influența înclinării plăcii asupra distribuției de presiuni în film.

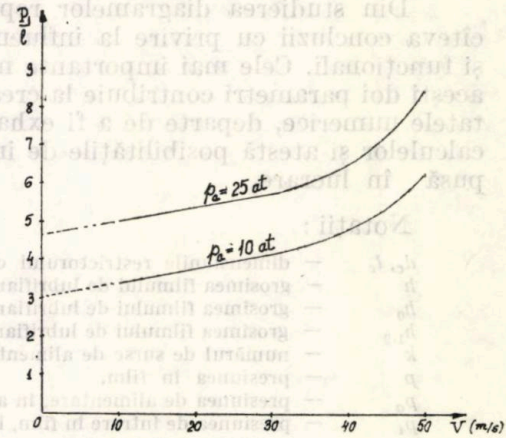


Fig. 5 — Variația protanței cu viteza și presiunea de alimentare ($\alpha = -2 \cdot 10^{-4}$)

toare, referitor la viteză, dar invers în raport cu p_a. Astfel, rezultă din fig. 7 că, la viteze mici, presiunea de alimentare nu are nici un efect, dar din momentul trecerii în regim tranzitoriu creșterea lui p_a produce o scădere ușoară a lui c_b.

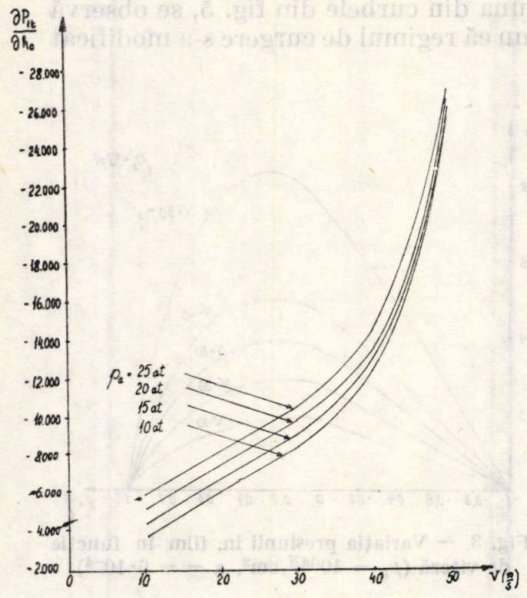


Fig. 6 — Variația rigidității de „squeeze" cu viteza și presiunea de alimentare ($\alpha = -2 \cdot 10^{-4}$)

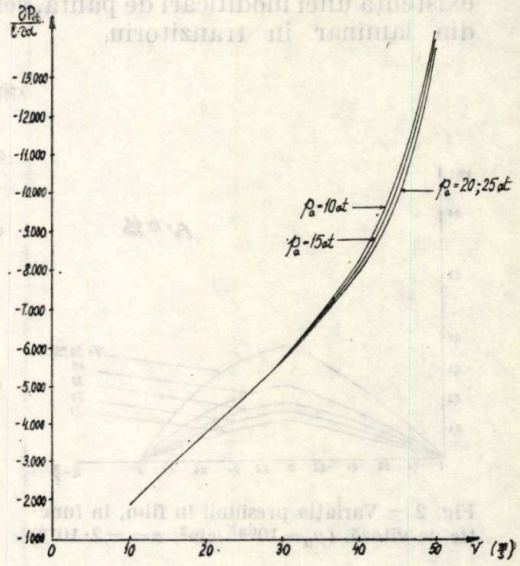


Fig. 7 — Variația rigidității de „balans" cu viteza și presiunea de alimentare ($\alpha = -2 \cdot 10^{-4}$)

Concluzii

Din studierea diagramelor reprezentate în fig. 2 — 7 se desprind cîteva concluzii cu privire la influențele diferiților parametri geometrici și funcționali. Cele mai importante modificări le produc V și α, deoarece acești doi parametri contribuie la creșterea efectului hidrodinamic. Rezultatele numerice, departe de a fi exhaustive, demonstrează corectitudinea calculelor și atestă posibilitățile de investigație ale metodei de lucru propusă în lucrare.

Notații :

d_c, l_c	— dimensiunile restrictorului capilar
h	— grosimea filmului de lubrifiant într-un punct oarecare
h_0	— grosimea filmului de lubrifiant, în punctul $x = 0$
$h_{1,2}$	— grosimea filmului de lubrifiant la capetele plăcilor
k	— numărul de surse de alimentare pe unitate de lungime.
p	— presiunea în film.
p_a	— presiunea de alimentare, în amonte restrictor.
p_i	— presiunea de intrare în film, în aval restrictor.
p_0	— presiunea atmosferică.
q_x	— debitul de direcție x.
q_a	— debitul de alimentare.
G	— parametrul caracteristic al curgerii.
$\mathfrak{Z}_i$	— portanța totală pe unitate de lungime.
$\mathfrak{Z}_1^*$	— portanță hidrodinamică, în aceleași condiții geometrice și funcționale.
$\mathfrak{Z}_1$	— portanța hidrostatică pură.
$Q_i (i = 1,2)$	— debitele care curg pe la capete.

Re_c — numărul Reynolds Couette.
Re_p — numărul Reynolds Poiseuille.
Re_{ccx} — numărul Reynolds Couette critic ponderal, corespunzător situației $G=G_x$
V — viteza plăcii mobile, în direcția xx.
$\alpha=\frac{h_2-h_1}{2l}$ — parametru care caracterizează înclinarea relativă a plăcilor.
μ, ν — viscozitatea dinamică, respectiv cinematică, a lubrifiantului.

BIBLIOGRAFIE

1. *Constantinescu, V. N.* Teoria lubrificației în regim turbulent Ed. Academiei, 1965.
2. *Constantinescu, V. N. Pan, C. H. T. Smalley, A. J., Vohr, J. H.* Mécanique Appliquée, tome 15, no. 2, pag. 479 — 1970.
3. *Constantinescu, V. N., Pan, C.H.T., Hsing, F. C.* Série de Mécanique Appliquée, 1971, tome 16, no. 5, pag. 945.
4. *Constantinescu, V. N.* Mécanique Appliquée, tome 18, no. 2, 1973.
5. *Dumbravă, M. A.* S.C.M.A., tome 32, nr. 6, 1973.
6. *Dumbravă, M. A.* Non linear effects due to pressure gradients in turbulent externally-pressurized films 2nd Leeds-Lyon Symposium, sept. 1975.
7. *Degueurce, B. Nicolas, D.*, Turbulent externally-pressurized bearings". 2nd Leeds-Lyon Symposium, sept. 1975.
8. *Taylor, C. M. Dowson, D.* J.O.L.T., vol. 96, nr. 1, 1974.

The Study of Externally — pressurized Flow Between Two Plane Walls

The paper is a development of an earlier one ([6]) and is one of a series of papers concerning the study of the flow in hydrostatic bearings. The theoretical case to be solved is a simple one, which allows many numerical computations, with a view to showing the effects of different parameters. There are calculated load-carrying capacity, pressure field, flows, squeeze stiffness and balance stiffness and there are indicated some coefficients for the evaluation of hydrodynamic effect in hydrostatic bearings. Any flow regime can be computed by the use of mean Reynolds number method and equivalent Reynolds number method. There are given the values of viscosity parameters G_x, G. In order to resolve the numerical applications, it was elaborated a computer programme, and some of the results are shown and discussed in the paper.

Re_c — numărul Reynolds Couette.
Re_p — numărul Reynolds Poiseuille.
Re_{cc} — numărul Reynolds Couette critic ponderat, corespunzător situației $G=G_{\alpha}$
V — viteza plăcii mobile, în direcția α_1.

$\alpha = \frac{h_2 - h_1}{2l}$ — parametru care caracterizează înclinarea relativă a plăcilor.

μ, ν — viscozitatea dinamică, respectiv cinematică, a lubrifiantului.

BIBLIOGRAFIE

1. *Constantinescu, V. N.* Teoria lubrificației în regim turbulent Ed. Academiei, 1965.
2. *Constantinescu, V. N. Pan, C. H. T. Smalley, A. J., Vohr, J. H.* Mécanique Appliquée, tome 15, no. 2, pag. 479 — 1970.
3. *Constantinescu, V. N., Pan, C.H.T., Hsing, F. C.* Série de Mécanique Appliquée, 1971, tome 16, no. 5, pag. 945.
4. *Constantinescu, V. N.* Mecanique Appliquée, tome 18, no. 2, 1973.
5. *Dumbrava, M. A.* S.C.M.A., tome 32, nr. 6, 1973.
6. *Dumbrava, M. A.* Non linear effects due to pressure gradients in turbulent externally-pressurized films 2nd Leeds-Lyon Symposium, sept. 1975.
7. *Degueurce, B. Nicolas, D.,* Turbulent externally-pressurized bearings". 2nd Leeds-Lyon Symposium, sept. 1975.
8. *Taylor, C. M. Dowson, D.* J.O.L.T., vol. 96, nr. 1, 1974.

The Study of Externally — pressurized Flow Between Two Plane Walls

The paper is a development of an earlier one ([8]) and is one of a series of papers concerning the study of the flow in hydrostatic bearings. The theoretical case to be solved is a simple one, which allows many numerical computations, with a view to showing the effects of different parameters. There are calculated load-carrying capacity, pressure field, flows, squeeze stiffness and balance stiffness and there are indicated some coefficients for the evaluation of hydrodynamic effect in hydrostatic bearings. Any flow regime can be computed by the use of mean Reynolds number method and equivalent Reynolds number method. There are given the values of viscosity parameters G, G. In order to resolve the numerical applications, it was elaborated a computer programme, and some of the results are shown and discussed in the paper.

BULETINUL INSTITUTULUI POLITEHNIC „GHEORGHE GHEORGHIU-DEJ"
BUCUREȘTI
Tomul XL — 1978, Numărul 2
SERIA MECANICĂ

UTILAJ CHIMIC

C.Z.:621.646

CALCULUL ȘI CONSTRUCȚIA FLANȘELOR CU NERVURI

R. I. IATAN, M. RENERT. *

În lucrare se prezintă o metodă de calcul originală privind calculul de rezistență a flanșelor cu nervuri, ce permite evaluarea stării de solicitare în zonele cele mai periclitate.

Rezultatele teoretice prezentate sînt exemplificate și comparate cu rezultatele experimentale obținute pe model, prelucrate prin metoda celor mai mici pătrate. Concordanța dintre teorie și experiment este bună.

Continua preocupare a proiectanților de utilaj tehnologic chimic pentru dimensionarea economică a elementelor de construcție ale recipientelor sub presiune, în condițiile asigurării unor grade ridicate de fiabilitate, conduce la îmbunătățirea permanentă a metodelor de calcul existente. Pe de altă parte există și preocuparea de găsire și utilizare practică a unor elemente constructive mai simple și mai ușor de realizat, pentru a căror dimensionare este necesar a fi elaborate noi metode de calcul de rezistență. În această ordine de idei se înscriu și flanșele cu nervuri.

Este cunoscut "că cea mai bună etanșare este lipsa oricărei etanșări" Totuși îmbinările demontabile, cu flanșe, de diametre mari, nu pot fi evitate în multe cazuri. Este de asemenea cunoscut că liniile tehnologice de fabricație ale industriei chimice, de capacități de producție din ce în ce mai mari, la parametri de regim (presiune, temperatură) ridicați, impun realizarea unor utilaje de gabarit din ce în ce mai mare, cu satisfacerea cerințelor de fiabilitate și de economicitate. Or, îmbinările cu flanșe plate, care se pot realiza relativ ușor, sînt limitate în ceea ce privește încărcarea maximă**, chiar la temperatura normală [1].

Flanșele cu gît, a căror utilizare se impune în aceste condiții, prezintă următoarele dezavantaje principale:

a) masă relativ importantă, deci consum relativ ridicat de metal;

b) execuția lor corectă impune utilizarea unui laminor la cald, special. Un singur laminor nu poate acoperi toată gama de tipodimensiuni cerute în uzul industrial.

Manuscris predat redacției la data de 26 octombrie 1977

* Șef lucrări ing. Catedra de utilaj chimic; Prof. consultant ing. Catedra de utilaj chimic

** Se are în vedere produsul $p_c\, r_{im}^2$ ca măsură a încărcării.

O soluţie alternativă, care înlătură ambele dezavantaje relevate, o oferă îmbinarea cu flanşe cu nervuri. În vederea explorării posibilităţilor practice de utilizare a acestei construcţii au fost efectuate cercetări teoretice — ce au dus la elaborarea unei metode de calcul — şi experimentale pe model, în cadrul Catedrei de utilaj chimic a Institutului politehnic Bucureşti.

În cadrul flanşelor existente se folosesc pentru calculul de rezistenţă atît metode aproximative cît şi metode exacte [2 — 23]. Metodele exacte studiază separat deformaţiile elementelor componente ale îmbinărilor cu flanşe, diferite ca geometrie, sub acţiunea sarcinilor exterioare şi de legătură, după care se scriu ecuaţiile de continuitate a deformaţiilor — — deplasări şi rotaţii — în zonele de îmbinare. Prin rezolvarea sistemului de ecuaţii, format în acest mod, se determină încărcările de legătură (momente încovoietoare şi forţe tăietoare). În acest fel se poate studia starea de eforturi unitare în secţiunile cele mai periclitate sau în întreaga construcţie.

1. Construcţia flanşei cu nervuri

Tipul de flanşe amintit se compune din inelul plat 1, mantaua cilindrică 2 şi nervurile 3 (fig. 1), fixate prin sudare de primele două elemente constructive, menţionate, la jumătatea fiecărui interval dintre două şuruburi alăturate*. Pentru motive de tehnologie de execuţie se stabileşte grosimea peretelui cilindric să fie aceeaşi cu grosimea nervurilor.

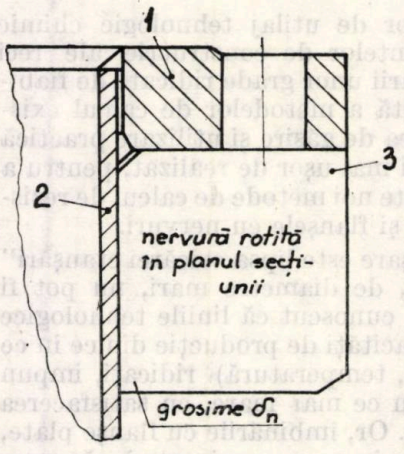


Fig. 1

În aceste condiţii, se poate admite, pentru dimensionarea cordoanelor de sudură de colţ — meridionale şi radiale — , că acestea preiau întreaga solicitare de încovoiere şi forfecare, pe care şuruburile o transmit îmbinării. În această situaţie, cordonul de sudură inferior (exterior), de fixare a flanşei plate la mantaua cilindrică poate lipsi, cordonul de sudură superior (interior) avînd numai rol de etanşare.

2. Calculul de rezistenţă a flanşelor cu nervuri

2.1. *Încărcarea inelului flanşei*

În exploatare sarcina totală care încarcă şuruburile se poate calcula cu ajutorul relaţiei [24 — 26]:

$$P_s = k_e r_{im}^2 p_c, \qquad (1)$$

* Se consideră numărul nervurilor egal cu numărul şuruburilor.

unde

$$k_e = 4\pi(\beta_{eg} + \beta_{ig})\,[(1 + 8\,mc_g)\,\beta_{eg} + (1 - 8\,m\,c_g)\,\beta_{ig}], \qquad (2)$$

în care (vezi fig. 2)

$$\beta_{eg} = r_{eg}/r_{im}; \quad \beta_{ig} = r_{ig}/r_{im}. \qquad (3)$$

Celelalte sarcini indicate în fig. 2 au următoarele expresii:

$$P_1 = k_1 r_{im}^2\, p; \qquad (4)$$

$$P_2 = k_2\, r_{im}^2\, p_c; \qquad (5)$$

$$P_3 = k_3\, r_{im}^2\, p_c, \qquad (6)$$

unde

$$k_1 = \pi; \qquad (7)$$

$$k_2 = 2\pi\,(\beta_{eg}^2 - \beta_{ig}^2)\, m\, c_g; \qquad (8)$$

$$k_3 = \frac{\pi}{4}\,(\beta_{eg}+\beta_{ig}-2)\,(\beta_{eg}+\beta_{ig}+2). \qquad (9)$$

Avînd în vedere că

$$P_s = P_1 + P_2 + P_3, \qquad (10)$$

rezultă

$$k_e = k_1 + k_2 + k_3. \qquad (11)$$

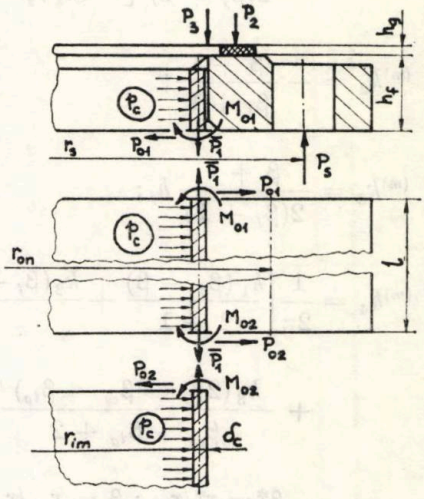


Fig. 2

2.2. *Rotaţia inelului flanşei*

În timpul exploatării inelul flanşei, sub acţiunea încărcărilor exterioare şi de legătură, se roteşte cu unghiul $\vartheta_g^{(e)}$ şi datorită apariţiei momentului încovoietor pentru deformarea elastică a garniturii [14]:

$$m_g = \frac{E_g\, c_g\, (r_{eg} - r_{ig})^3}{6h_g}\,\vartheta_g^{(e)}, \qquad (12)$$

precum şi a momentului încovoietor care solicită şuruburile [14, 29, 30]:

$$m_s = \frac{n\, E_s\, d_s^4}{32\, l_s\, r_s^*}\,\vartheta_s^{(e)}, \qquad (13)$$

în care

$$r_s^* = \frac{1 - \dfrac{n}{8}\left(\dfrac{r_g}{r_{ef}}\right)^2}{1 + \dfrac{n}{8}\left(\dfrac{r_g}{r_{ef}}\right)^2}\,\gamma_{ef}. \qquad (14)$$

Momentul încovoietor uniform repartizat pe circumferința corespunzătoare razei neutre a inelului flanșei, datorită încărcărilor exterioare și de legătură are următoarea expresie :

$$m_0 = {}^{(m)}k_1\,\vartheta_g^{(e)} + {}^{(m)}k_2\,M_{01} + {}^{(m)}k_3\,P_{01} + {}^{(m)}k_4\,r_{im}^2\,p_c\,, \tag{15}$$

în care

$${}^{(m)}k_1 = -\frac{1}{2(\beta_f+1)}\left[\frac{n\beta_s^* E_s d_s^4}{8 l_s r_s^*}\,k_v^{(s)} + \frac{E_g c_g^3 (r_{eg}-r_{ig})^3(\beta_{eg}+\beta_{ig})}{3h_g}\right]; \tag{16}$$

$${}^{(m)}k_2 = -\frac{\beta+1}{\beta_f+1}; \tag{17}$$

$${}^{(m)}k_3 = \frac{\beta+1}{2(\beta_f+1)}\,h_f; \tag{18}$$

$${}^{(m)}k_4 = \frac{1}{2\pi}\left[\frac{k_1(\beta_f-\beta)}{\beta+1} + \frac{k_2(\beta_f-\beta_{eg}-\beta_{ig}+1}{\beta_{eg}+\beta_{ig}} + \right.$$

$$\left. + \frac{k_3(2\beta_f-\beta_{eg}-\beta_{ig})}{\beta_{ei}+\beta_{ig}+2} + \frac{k_e(2\beta_s^*-\beta_f-1)}{2\beta_s^*}\right]; \tag{19}$$

$$\beta_s^* = r_s^*/r_{im}\,;\ \beta = r_{em}/r_{im}\,;\ \beta_f = r_{ef}/r_{im}\,;\ k_v^{(s)} = \vartheta_s^{(e)}/\vartheta_{(g)}^{(e)}. \tag{20}$$

Rotația inelului flanșei se poate calcula cu relația [26] :

$$\vartheta_g^{(e)} = \frac{6m_0 r_0}{E_f h_f^3}\cdot\frac{\beta_f+1}{\beta_f-1}, \tag{21}$$

2.3. *Determinarea sarcinilor de legătură*

Pentru deducerea expresiilor de calcul al sarcinilor de legătură introduse în nodurile 1 și 2 (fig. 2) se scriu ecuațiile de continuitate a deplasărilor radiale și rotațiilor, în nodurile menționate, puse sub forma matriceală :

$$\begin{bmatrix} c_{11} & c_{12} & c_{13} & c_{14} \\ c_{21} & c_{22} & c_{23} & c_{24} \\ c_{31} & c_{32} & c_{33} & c_{34} \\ c_{41} & c_{42} & c_{43} & c_{44} \end{bmatrix} \cdot \begin{Bmatrix} P_{01} \\ P_{02} \\ M_{01} \\ M_{02} \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} c_{15} \\ c_{25} \\ c_{35} \\ c_{45} \end{Bmatrix}, \tag{22}$$

unde elementele matricei coeficienților de influență au expresiile :

$$\left.\begin{aligned} c_{11} &= |b_3| + \frac{1}{2} h_f {}^{(m)}k_3^*; \\ c_{12} &= |(b_3 \cos \gamma l + b_4 \sin \gamma l)\, e^{-\beta l}|; \\ c_{13} &= |b_1| \frac{r_{mc}}{r_{0n}} + \frac{1}{2} h_f {}^{(m)}k_2^*; \\ c_{14} &= |(b_1 \cos\gamma\, l + b_2 \sin \gamma l) e^{-\beta l}| \frac{r_{mc}}{r_{on}}; \end{aligned}\right\} \tag{23}$$

$$\left.\begin{aligned} c_{21} &= |-b_3\beta + b_4\gamma| - {}^{(m)}k_3^*; \\ c_{22} &= -[(-b_3\beta + b_4\gamma)\cos\gamma l - (b_3\gamma + b_4\beta)\sin\gamma l]\, e^{-\beta l}|; \\ c_{23} &= |-b_1\beta + b_2\gamma| \frac{r_{mc}}{r_{on}} - {}^{(m)}k_2^*; \\ c_{24} &= -|[-b_1\beta + b_2\gamma)\cos\gamma l - (b_1\gamma + b_2\beta)\sin\gamma l]\, e^{-\beta l}| \frac{r_{mc}}{r_{on}}; \end{aligned}\right\} \tag{24}$$

$$\left.\begin{aligned} c_{31} &= |(b_3 \cos\gamma l + b_4 \sin\gamma l)\, e^{-\beta l}|; \\ c_{32} &= |b_3| + \frac{1}{2k_c^3 D_c}; \\ c_{33} &= |(b_1 \cos\gamma l + b_2 \sin\gamma l)\, e^{-\beta l}| \frac{r_{mc}}{r_{on}}; \\ c_{34} &= |b_1| \frac{r_{mc}}{r_{on}} - \frac{1}{2k_c^2 D_c}; \end{aligned}\right\} \tag{25}$$

$$\left.\begin{aligned} c_{41} &= |[(-b_3\beta + b_4\gamma)\cos\gamma l - (b_3\gamma + b_4\beta)\sin\gamma l]\, e^{-\beta l}; \\ c_{42} &= -|-b_3\beta + b_4\gamma| + \frac{1}{2k_c^2 D_c}; \\ c_{43} &= |[(-b_1\beta + b_2\gamma)\cos\gamma l - (b_1\gamma + b_2\beta)\sin\gamma l]\, e^{-\beta l}| \frac{r_{mc}}{r_{on}}; \\ c_{44} &= -|-b_1\beta + b_2\gamma| \frac{r_{mc}}{r_{on}} - \frac{1}{k_c D_c}, \end{aligned}\right\} \tag{26}$$

iar deplasările radiale c_{15}, c_{35} și rotațiile c_{25}, c_{45};

$$c_{15} = w_{f(r=r_{0u})} - w_n - \frac{1}{2} h_f {}^{(m)}k_4^* r_{im} p_c + [\,|\, b_1 \cos \gamma l + b_2 \sin \gamma l)\, e^{-\beta l}\,| + |\, b_1\,|]\, M_{\bar{P}_1};$$

$$c_{25} = \{-|\,[(-b_1\beta + b_2\gamma)\cos\gamma l - (b_1\gamma + b_2\beta)\sin\gamma l]\, e^{-\beta l}\,| + |-b_1\beta + b_2\gamma\,|\}\, M_{\bar{P}_1} + {}^{(m)}k_4^* r_{im}^2 p_c; \tag{27}$$

$$c_{35} = w_c + \frac{\mu \bar{P}_1}{4k_c^4 D_c r_{mc}} - w_n + [\,|b_1 \cos \gamma l + b_2 \sin \gamma l)\, e^{-\beta l}\,| + |\, b_1\,|]\, M_{\bar{P}_1};$$

$$c_{45} = \{|\,[(-b_1\beta + b_2\gamma)\cos\gamma l - (b_1\gamma + b_2\beta)\sin\gamma l]\, e^{-\beta l}\,| - |-b_1\beta + b_2\gamma\,|\}\, M_{\bar{P}_1},$$

în care mărimile b_1, b_2, b_3, b_4, ${}^{(m)}k_2^*$, ${}^{(m)}k_3^*$, ${}^{(m)}k_4^*$, r_{on}, $w_f(r = r_{on})$ au expresiile indicate în [31], iar mărimile β, γ în [32]. În relațiile (23) — (27) s-au mai utilizat;

$$\bar{P}_1 = \frac{P_1}{2\pi r_{mc}}; \tag{28}$$

$$M_{\bar{P}_1} = (r_{on} - r_{mc})\, \bar{P}_1. \tag{29}$$

Sarcinile de legătură rezultă din rezolvarea ecuației (22) sub forma:

$$\begin{Bmatrix} P_{01} \\ P_{02} \\ M_{01} \\ M_{02} \end{Bmatrix} = \begin{bmatrix} c_{11} & c_{12} & c_{13} & c_{14} \\ c_{21} & c_{22} & c_{23} & c_{24} \\ c_{31} & c_{32} & c_{33} & c_{34} \\ c_{41} & c_{42} & c_{43} & c_{44} \end{bmatrix}^{-1} \cdot \begin{Bmatrix} c_{15} \\ c_{25} \\ c_{35} \\ c_{43} \end{Bmatrix}. \tag{30}$$

2.4. *Eforturi unitare la coada nervurii*

Pentru evaluarea concentrării de eforturi unitare în zona de separare a cilindrului neted (mantaua cilindrică) de partea nervurată se calculează mai întîi eforturile unitare meridionale:

$$\sigma_1 = \frac{p_c r_{im}}{2\delta_c} \pm \frac{6M_{02}}{\delta_c^2}. \tag{31}$$

şi cele inelare :

$$\sigma_2 = \frac{p_c r_{im}}{\delta_c} \pm \frac{6\mu M_{02}}{\delta_c^2} \pm \frac{|T|}{\delta_c}, \tag{32}$$

unde

$$T = -2k_c r_{mc} (k_c M_{02} - P_{02}). \tag{33}$$

Coeficienţii de intensificare — meridional şi inelar — se calculează cu formulele :

$$\alpha_1 = 1 \pm \frac{12 M_{02}}{p_c \delta_c r_{im}}; \tag{34}$$

$$\alpha_2 = 1 \pm \frac{12\mu M_{02}}{p_c \delta_c r_{im}} \pm \frac{|T|}{p_c r_{im}}. \tag{35}$$

La o distanţă x de zona de separare a părţii cilindrice de cea nervurată, eforturile unitare se calculează cu relaţii similare cu (31) şi (32) în care intervin însă :

$$M_{02}^{(x)} = M_{02} (\cos k_c x + \sin k_c x) e^{-k_c x} - \frac{1}{k_c} P_{02} e^{-k_c x} \sin k_c x; \tag{36}$$

$$T^{(x)} = -2k_c^2 r_{mc} M_{02} (\cos k_c x - \sin k_c x) e^{-k_c x} + \\ + 2k_c r_{mc} P_{02} e^{-kc} \cos kx. \tag{37}$$

Efortul unitar echivalent se poate calcula cu relaţia :

$$\sigma_{ech} = \sqrt{\sigma_2^1 + \sigma_2^2 - \sigma_1 \sigma_2}, \tag{38}$$

iar coeficientul de concentrare

$$\alpha = \sigma_{ech} / \sigma_{ech}^{(p_c)}, \tag{39}$$

unde

$$\sigma_{ech}^{(p_c)} = \frac{\sqrt{3}}{8} \cdot \frac{p_c r_{im}}{\delta_c}. \tag{40}$$

Geometria învelişului nervurat este acceptabilă atunci cînd $\sigma_{ech} \leqslant \sigma_a$.

3. Exemplificare

Pentru a exemplifica rezultatele teoretice prezentate în cele ce preced se consideră un recipient cu următoarele caracteristici geometrice şi funcţionale : $r_{im} = 500$ mm ; $\delta_c = 16$ mm ; $h_f = 55$ mm ; $r_{ig} = 521{,}5$ mm ; $r_{eg} = 551{,}5$ mm ; $r_s = 575$ mm ; $r_{ef} = 612{,}5$ mm ; $l = 120$ mm ; $\delta_n = 16$ mm ; $n = 40$; $t = 20°C$; $p_c = 25$ daN/cm².

Cu datele de mai sus, rezolvînd sistemul matriceal (30) se obține: $P_{01} = 46{,}39$ daN/cm; $P_{02} = 48{,}03$ daN/cm; $M_{01} = 5347{,}27$ daNcm/cm; $M_{02} = 273{,}43$ daNcm/cm. Eforturile unitare calculate la coada nervurii sînt: $\sigma_1^i = -244$ daN/cm^2; $\sigma_1^e = 1038$ daN/cm^2; $\sigma_2^i = 684$ daN/cm^2; $\sigma_2^e = 1068$ daN/cm^2, unde indicii superiori „*i*" și „*e*" semnifică fibra interioară respectiv exterioară. Coeficienții de intensificare au valorile: $\alpha_1^i = -0{,}615$; $\alpha_1^e = 2{,}615$; $\alpha_2^i = 0{,}861$; $\alpha_2^e = 1{,}345$. Eforturile unitare echivalente cu valorile: $\sigma_{ech}^i = 881$ daN/cm^2; $\sigma_{ech}^e = 1053$ daN/cm^2, cărora le corespund coeficienții de concentrare: $\alpha^i = 1{,}281$; $\alpha^e = 1{,}531$.

Valoarea maximă a efortului unitar echivalent, indicată mai sus, nu depășește valoarea efortului unitar admisibil $\sigma_a = 1467$ daN/cm^2 (materialul de construcție este, în cazul de față, OL 37 STAS 500 — 68). Avînd în vedere caracterul *local* al solicitării (în dublu sens: atît ca limitare la o zonă circumferențială restrînsă, cît și datorită faptului că este vorba despre încovoiere, deci solicitare maximă în fibrele extreme) eforturile unitare pot atinge valori nominale de pînă la $3\sigma_a = 2\sigma_c$ [33], deoarece intrarea în curgere duce la atenuarea vîrfurilor de eforturi unitare.

Calculînd eforturile unitare la o distanță $x = 20$ mm de la coada nervurii înspre mantaua cilindrică, se obțin următoarele valori: $\sigma_1^i = -32$ daN/cm^2; $\sigma_1^e = 826$ daN/cm^2; $\sigma_2^i = 799$ daN/cm^2; $\sigma_2^e = 1057$daN/cm^2; $\sigma_{ech}^i = 815$ daN/cm^2; $\sigma_{ech}^e = 963$ daN/cm^2, respectiv coeficienții de intensificare și concentrare: $\alpha_1^i = 0{,}081$; $\alpha_1^e = 2{,}081$ $\alpha_2^i = 1{,}006$; $\alpha_2^e = 1{,}331$; $\alpha^i = 1{,}185$; $\alpha^e = 1{,}400$.

Măsurările tensometrice realizate pe recipientul ale cărui caracteristici au fost indicate, prelucrate prin metoda celor mai mici pătrate, arată o bună concordanță între rezultatele teoretice și cele experimentale. Eroarea înregistrată între valorile eforturilor unitare echivalente calculate la distanța $x = 20$ mm, măsurată de la coada nervurii înspre partea cilindrică netedă și cele determinate experimental este, în medie, de 7,3%.

Concluzii

Metoda de calcul prezentată, după cum se poate constata, oferă posibilitatea estimării stării de solicitare în zonele cele mai periclitate ale construcției de flanșe cu nervuri. Totodată măsurările experimentale efectuate pe modelul indicat au arătat o solicitare relativ redusă a nervurilor, chiar și în zonele de prindere la mantaua cilindrică și inelul flanșei, ceea ce permite o teșire a acestora (fig. 3) cu efect favorabil atît sub aspectul greutății cît și al concentrării de eforturi unitare. Concentrarea de eforturi unitare este acceptabilă valoric și ca extindere, ceea ce oferă posibilitatea utilizării îmbinărilor cu flanșe cu nervuri în uzul industrial. Metoda de calcul prezentată permite, și trecerea la optimizarea construcției de flanșe cu nervuri.

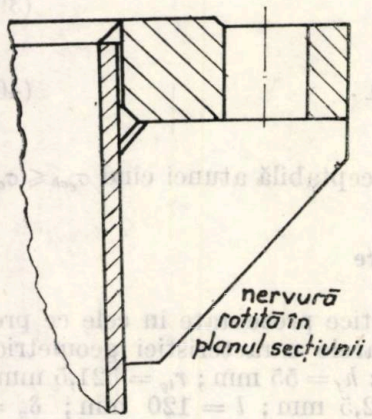


Fig. 3

Notații folosite:

P_s — sarcina totală care încarcă șuruburile în exploatare;
r_{im} — raza interioară a mantalei cilindrice;
r_{em} — raza exterioară a mantalei cilindrice;
p_c — presiunea de calcul;
r_{eg} — raza exterioară a garniturii de etanșare;
r_{ig} — raza interioară a garniturii de etanșare;
m — coeficient de multiplicare a presiunii de strivire a garniturii de etanșare [8, 9];
c_g — coeficient de reducere a lățimii garniturii [28];
m_g — moment încovoietor pentru deformarea elastică a garniturii de etanșare;
E_g — modulul de elasticitate al materialului de construcție a garniturii de etanșare;
h_g — grosimea garniturii de etanșare;
n — numărul de șuruburi (egal cu numărul nervurilor);
E_s — modulul de elasticitate al materialului de construcție a șuruburilor;
d_s — diametrul interior al filetului șuruburilor;
l_s — lungimea șuruburilor;
r_g — raza găurilor pentru șuruburi;
r_{ef} — raza exterioară a inelului flanșei;
r_0 — raza fibrei neutre a inelului flanței;
E_f — modulul de elasticitate al materialului de construcție a inelului flanșei;
l — lungimea nervurilor;
r_{mc} — raza suprafeței mediane a mantalei cilindrice;
β γ — coeficienți de amortizare;
$r_{0,n}$ — raza suprafeței mediane a învelișului nervurat;
w_n — deplasarea radială a învelișului nervurat;
$w_{(r=r_{0n})}$ — deplasarea radială a inelului flanșei în dreptul razei r_0;
k_c — coeficient de amortizare, caracteristic mantalei cilindrice;
D_c — rigiditatea cilindrică la încovoiere a mantalei;
δ_c — grosimea mantalei cilindrice;
h_f — grosimea inelului flanșei;
T — efort tangențial (circumferențial);
μ — coeficientul contracției transversale a materialului de construcție a mantalei cilindrice;
t — temperatura de regim.

BIBLIOGRAFIE

1. *Laşcinskii A. A., Tolcinskii P. A.*, Osnovî konstruirovaniia i rasceta himiceskoi apparaturî Maşinostroenie, Leningrad 1970 .
2. *Brownell L. E., Young E. H.*, Proces Equipment Design, London 1959.
3. *Renert, M.*, Calculul și construcția utilajului chimic, vol. 1, Editura didactică și pedagogică, București 1971.
4. *Teodorescu St.*, Construcția și calculul mecanic al aparaturii statice din instalațiile de prelucrare a țițeiului și petrochimice, București, Litografia învățământului 1956.
5. *Posea M.*, S.C.M.A., tom 30, nr. 6, 1971, p. 1369—1398.
6. *Bejat I.*, Construcția de mașini, 24, 1972, nr. 11, p. 645 — 650.
7. *Pavel Alex.*, Construcția de mașini, 17, nr. 4, 1965, p. 208 — 215.
8. *Domașnev A. A.*, Utilaje pentru industria chimică (traducere din limba rusă), Editura tehnică București, 1962.
9. *Voloșin A. A., Grigoriev G. T.*, Rascet i konstruirovanie flanțevîh soedinenii, Leningrad 1972.
10. *Meck R. H.*, Journal of Engineering for Industry, febr., 1969, p. 290 — 292
11. *Burgreen D.*, Journal of Engineering for Industry, nov., 1971, p. 1245 — 1254.
12. *Perțev P. L.*, Himiceskoe maşinostroenie, 1961, nr. 4, p. 24 — 27.
13. *Paraschivescu M.*, Journal of Engineering for Industry, febr., 1974, p. 1 — 10.
14. *Schmücking R.*, Wissenschaftliche Zeitschrift der Technischen Hochschule Otto von Guericke (Magdeburg), 14, 1970, nr. 8, p. 967 — 975
15. *Posea M.*, S.C.M.A., 34, 1975, nr. 1, p. 77 — 90.

16. *Posea M.*, S.C.M.A., 31, 1972, nr. 4, p. 823 — 850.
17. *Kraus H., ş.a.*, Konstruirovanie i tehnologhia maşinostroeniia, 1966, nr. 2. p. 46 — 51.
18. *Kreckel K.*, Konstruktion, 1961, nr. 12, p. 467 — 477.
19. * * * ASME Boiler Pressure Vessel Code, Section VIII, Division 1, 1974.
20. *Renert M., Blumenfeld M.*, Buletinul I.P.B., 22, 1960, nr. 3, p. 73 — 86.
21. *Jinescu V. V., Păunescu M.*, Revista de chimie, 25, 1974, nr. 8, p. 648 — 656.
22. *Jinescu V. V., Păunescu M.*, Revista de chimie, 26, 1975, nr. 7, p. 582 — 590.
23. *Waters O. E., Schneider W. R.*, Konstruirovanie i tehnologiia maşinostroeniia, 91, 1969, nr. 3, p. 85 — 92.
24. *Renert, M., Iatan I. R.*, Consideraţii asupra calculului de rezistenţă a flanşelor cu nervuri, Comunicare prezentată la Sesiunea ştiinţifică,a Institutului politehnic ,,Gheorghe Gheorghiu Dej" 16 — 17 noiembrie 1974.
15. *Iordache Gh., Iatan I. R., Nucă G.*, Construcţia de maşini, 29, 1977, nr. 1, p. 33 — 39.
26. *Iatan I. R.*, Contribuţii la calculul flanşelor plate inelare (manuscris).
27. * * * M.A.T.M.C.G.F.F. — I.S.C.I.R., Prescripţii tehnice pentru proiectarea, execuţia, instalarea, exploatarea, repararea şi verificarea recipientelor metalice stabile sub presiune (C4 — 73 Editura tehnică, Bucureşti 1974.
28. *Pavel Alex.*, Metalurgia şi construcţia de maşini, 13, 1961, nr. 2, p. 151 — 158.
29. *Reiderman I. Iu.*, Himiceskoe i neftianoe maşinostroenie, 1965, nr. 9, p. 8 — 11.
30. *Kulakov M. V.*, Vestnik maşinostroeniia, 54, nr. 5, 1974, p. 24 — 25.
31. *Iatan I. R., Renert M.*, Contribuţii la calculul flanşelor cu nervuri (manuscris).
32. *Birgher A. I.*, Kruglie plastinki i obolociki vraşceniia, Moskva 1961.
33. *Harvey J.*, Theory and Design of Modern Pressure Vessels, Van Nostrand — Reinhold, New-York, 1974.

Bau und Berechnung von verripten Flanschen

Es wird eine neu entwickelte Berechnungsmethode für mit Rippen verstärkten Flanschen dargestellt. Die Methode erlaubt es, den Spannungszustand in den höchstbeanspruchten Zonen zu berechnen.

Die auf Grund dieser Methode an einer gegebenen Konstruktion errechneten Werts, werden mit den experimentell ermittelten verglichen. Die Übereinstimmung zwischen Theorie und Experiment ist als gut zu betrachten.

BULETINUL INSTITUTULUI POLITEHNIC „GHEORGHE GHEORGHIU-DEJ"
BUCUREȘTI
SERIA MECANICĂ
Tomul XL — 1978, Numărul 2

AVIAȚIE

C.Z. :533.6.011.5

A NONUNIFORM SUPERSONIC FLOW PAST THE CIRCULAR CONE

CORNEL BERBENTE *

One considers an axisymmetrical, nonuniform flow past the circular cone, at supersonic speeds. The nonuniformity is produced by introducing a simple transverse velocity component, constant along the attached to the cone tip shock wave, so that the motion remains conical. In this way one con study clearly the effect of the convergence and divergence of a supersonic stream, with respect to the body axis. The proposed method of calculation yields an analytical solution, covering a wide interval of regime, with a high accuracy.

One points out that the nonuniformity effect is amplified for smaller Mach numbers ($1 < M < 2$), especially for divergent components. As the Mach number is increased, the effect of the deviation of a parallel flow tends to become equivalent to an equal increasing or decreasing in the cone semiangle.

Introduction

Consider a circular cone in a steady, nonviscous supersonic stream. A shock wave occurs, which may be assumed attached, under rather general conditions. The incident stream is, in general not parallel to the body axis but axisymmetrical.

In the general case the problem could not be solved analytically even for two dimensional flow (1). That is why we shall consider a simple but relevant motion. Although the velocity profile in the direction normal to the body axis may be very complicated, in order to get some insight regarding how the nonuniformity influenced the flow field, the effect of a simple transverse velocity component added to a parallel (uniform) stream is of interest.

In the following, such a simple component is considered constant along a straight line, starting from the cone tip, so that the flow field be conical. If the velocity is directed to the axis (convergent) one important effect will be the increasing of the intensity of the shock wave, due to the body ; on the contrary, a divergent stream will cause the decreasing of the shock wave strength. In practice, the nonuniformity can be produ-

Manuscript received 4, November 1977
* Conf. dr. ing. Dept. of Aviation

ced by the wall geometry (for example a supersonic inlet) or/and by a fluid injection.

In the following we present a method of calculation that yields analytical formulas for a large interval of regime.

Method of calculation

We consider the flow isoenergetical and conical (attached shock wave). Under the above assumptions the flow is potential before as well as after the shock jump.

By using a spherical system of coordinates R, θ (fig. 1) the flow field is governed by the Taylor-Maccoll equation :

$$\left(1-\frac{V'^2}{a^2}\right)V''+V'\operatorname{ctg}\theta+\left(2-\frac{V'^2}{a^2}\right)V=0 \tag{1}$$

where $V=V(\theta)$ is the radial component of velocity. We have :

$$V=V_R,\ V'\equiv\frac{dV}{d\theta}=V_\theta,\ V''\equiv\frac{d^2V}{d\theta^2}; \tag{2}$$

The speed of sound a is given by the energy equation

$$a^2=\frac{1}{M_{is}^2}+\frac{\gamma-1}{2}(1-U^2),\quad U^2=V^2+V^2. \tag{3}$$

γ being the ratio of specific heats ($\gamma=1{,}4$ for air). We have denoted by M_{is} the initial Mach number just before the shock wave while the corresponding total velocity was taken as unity ($U_{is}^2=1$)

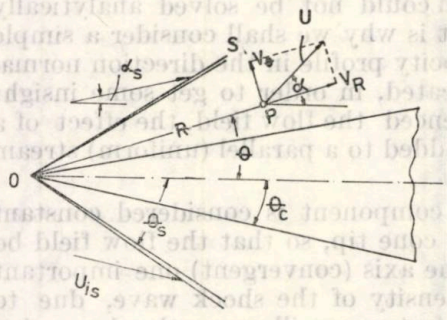


Fig. 1

The equation (1) must be solved for the following conditions at the body surface and shock wave :

$$\theta=\theta_c,\ V_c'=0, \tag{4a}$$

$$\theta=\theta_s,\ V_s=\cos\delta_s(\delta_s\equiv\theta_s-\alpha_s) \tag{4-b}$$

$$\theta=\theta_s,\ \frac{V_s'}{\sin\delta_s}=-\left(k+\frac{1-k}{M_{is}^2\sin^2\delta_s}\right)\cdot$$

$$\left(k\equiv\frac{\gamma-1}{\gamma+1}\right) \tag{4-c}$$

The condition (4-a) expresses that the body wall is a stream line while (4-b) and (4-c) are consequences of the momentum and continuity equations through the shock wave.

The parameter of flow nouniformity is the angle α_s between the total velocity U_{is} and the body axis. (fig. 1). For $\alpha_s = 0$ we get the uniform flow.

The negative values of α_s are bounded by the condition of attached shock wave whereas the positive ones by the condition :

$$\sin \delta > \frac{1}{M_{is}}, \quad (\alpha_s > 0) \tag{5}$$

that indicates that the shock wave angle is always larger than the Mach wave angle.

In order to solve the equation (1), we note that its general solutions of the form :

$$V = \frac{\cos \delta_s}{\cos \theta_s}(CI + D)\cos\theta, \quad \left(V' = \frac{C}{H\cos\theta}\frac{\cos\delta_s}{\cos\theta_s} - V\,\mathrm{tg}\,\theta\right) \tag{6}$$

where C and D are arbitrary constants and :

$$I \equiv \int \frac{d\theta}{H\cos^2\theta}, \quad \ln H \equiv \int_{\theta_c}^{\theta} \frac{\mathrm{ctg}\,\tau\, d\tau}{1 - m^2}, \quad m^2 \equiv \frac{V'^2}{a^2} \tag{7}$$

τ being an integrating variable.

By using the boundary conditions (4) one gets 3 equations to determine the contsants C- D and the shock wave angle $\theta_s(\delta_s)$ We wrote these equations as follows :

$$C = \frac{\sin 2\theta_c}{2 + (I_s - I_c)\sin^2 2\theta_c}, \quad D = 1 - CI_s \tag{8}$$

$$\sin^2\delta = \frac{1}{M_{is}^2} - \frac{\sin\alpha_s}{1-k}\frac{\sin\delta_s}{\cos\theta_s} + \frac{\sin 2\delta_s}{\sin 2\theta_s}\frac{C\mathrm{tg}\,\theta_s}{(1-k)H_s} \tag{9}$$

Taking into account the second equation (8) from (6) we get :

$$V = \frac{\cos\delta_s}{\cos\theta_s}[1 - C(I_s - I)]\cos\theta. \tag{10}$$

In fact the forms (6) or (10) represents integral equations as far as the function $m^2 = V'^2/a^2$ is unknown.

The method of calculation involves the following steps : 1) One approximates the function m^2(m represents the Mach number of a flow directed normally to the lines θ = const) by a simple one, satisfying certain conditions, provided by the equations (1) and (4).

This approximations function must be choosen such that at least the integral H (eq. 7) results in a finite form.

2) By using the solution (10) one obtains a new function m^2 that yields an improved solution, and so on.

It turns out that this procedure is rapidly convergent to the exact solution, in most cases a single correction to the starting approximation (which represents an anlytical solution) being necessary.

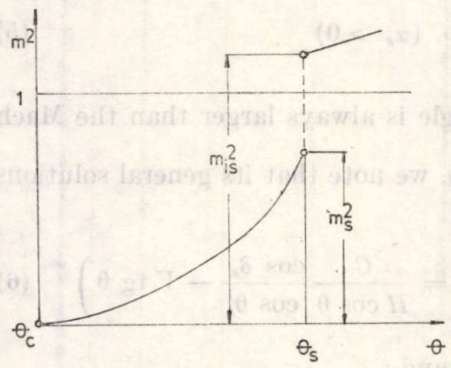


Fig. 2

The rapid convergence is suggested by the occurence of integral operators in the soution (10). In addition, the behaviour of this solution in some important limit cases indicates its validity on a large interval of variation of the basic parameters M_{is} α_s and θ_c. Thus one can verify directly that :

a) In the limit $\theta_c \to 0$ ($\alpha_s < 0$, $M_{is} > 1$) from eq. (10) one gets the exact solution ($V = \cos\theta$), almost independently of the selected form for m^2.

b) In the limit Mis $\to \infty$, $k \to 0$ (Newtonian regime) the solution (10) tends to the exact solution ($V = \cos\theta_c$, $V' = 0$) again almost independently of m^2.

In the above discussion „almost independently of m^2" means that some general constraints must be taken into account, as follows.

First, after the shock wave the normal Mach number m^2 must be less than one. If we denote by m_{is}^2 and m_s^2 the values just in front of and just behind the shock wave respectively, we have:

$$m_s^2 \equiv \frac{V_s'^2}{a_s^2} = \frac{1 + k(m_{is}^2 - 1)}{1 + (1 + k)(m_{is}^2 - 1)}; \quad (m_{is}^2 = M_{is}^2 \sin^2 \delta_s) \tag{11}$$

Because for the shock wave we need $m_{is}^2 > 1$ (see (5)) from (11) is obvious that $m_s^2 < 1$.

On the other hand, the derivative :

$$\frac{dm^2}{d\theta} = \frac{2m^2}{\sin(\theta - \alpha)}\left[\frac{1 + \frac{\gamma - 1}{2}m^2}{1 - m^2}\frac{\sin\alpha}{\sin\theta} + \cos(\theta - \alpha)\right] \tag{12}$$

is positive ($dm^2/s\theta > 0$) for $\theta_c < \theta < \theta_s$ ($dm^2/d\theta = 0$ at. $\theta = \theta_c$, $m^2 = 0$) because $0 < \alpha < \theta$ as far as the steam is directed to the obstacle, as shown in fig. 1. Therefore m^2 increases monotonically from $m^2 = 0$ to $m^2 = m_s^2$ (fig. 2).

Under the same conditions the derivative of the total Nach numberM

$$\frac{dM^2}{d\theta} = \frac{2M^2\left(1 - \frac{\gamma - 1}{2} M^2\right) \sin \alpha \sin (\theta - \alpha)}{(1 - m^2) \sin \theta}, \quad M^2 = \frac{V^2 + V'^2}{a^2} \tag{13}$$

is positive, what indicates an isentropic compression of the gas from the shock wave to the body.

The starting (zero) approximation

In order to start the calculation we choose the following form for m^2

$$m^2 = 1 - \frac{\cos^2 \theta}{\cos^2 \theta_c} \tag{14}$$

This form satisfies the condition $m^2 = 0$, at $\theta = \theta_c$ (see (4-a)), increases monotonically for $\theta > \theta_c$ and yields $m^2 < 1$ for $\theta \in \left(0, \frac{\pi}{2}\right)$. Indeed, due to the shock jump the value $m^2 = 1$ (which represents a singularity for the eq. (1) is never reached.

Thorefore the form (14) satisfies some of the discussed condition. In addition, it is an outstanding function because both the integrals for H and for I can be performed, what leads to an analytical solution. From eq. (7) we get :

$$H = \left(\frac{\operatorname{tg} \theta}{\operatorname{tg} \theta_c}\right)^{\cos^2 \theta_c}, \quad I = \frac{2}{\sin 2\theta_c} \left(\frac{\operatorname{tg} \theta}{\operatorname{tg} \theta_c}\right)^{\sin^2 \theta_c} \tag{15}$$

so that the velocity distribution is :

$$V = \frac{\cos \delta_s}{\cos \theta_s} \left(\frac{\operatorname{tg} \theta}{\operatorname{tg} \theta}\right)^{\cos^2 \theta_c} \cos \theta, \quad V' = V\left(1 - \frac{\sin^2 \theta_c}{\sin^2 \theta}\right) \operatorname{tg} \theta \tag{16}$$

We call the solution (16) the starting or the zero approximation.

The equation (9) for the shock wave angle becomes :

$$\sin^2 \delta_s = \frac{1}{M_{ic}^2} - \frac{\sin \alpha_s}{1 - k \cos \theta_s} \frac{\sin \theta_s}{} + \frac{\sin 2\delta_s}{\sin 2\theta_s} \frac{\sin^2 \theta_c}{1 - k} \tag{17}$$

One notes that for the uniform flow ($\alpha_s = 0$, $\delta_s = \theta_s$) the equation (17) leads to an explicit formula :

$$\sin^2 \theta_{su} = \frac{1}{M_{ic}^2} + \frac{\sin^2 \theta_c}{1 - k}, \quad (\alpha_s = 0), \tag{18}$$

where the subscript „u" stands for the uniform flow. The formula (18) was first deduced in (2) and (3) in a different may.

If M_{is}, α_s and θ_s are known quantities (the *indirect problem*) the equation (17) provides an explicit formula for the cone semiangle θ_c.

In the *direct problem* M_{is}, α_s and θ_c are given while the shock wave position (θ_s) is to be determined. To this aim we note that θ_{su} (eq. 18) is a good starting value for θ_s, yielding an exact result for $\alpha_s = 0$ as well as in the limit cases : 1) $\theta_c \to 0$, $\alpha_s \to 0$ $\left(\sin \delta_s \to \sin \theta_s \to \frac{1}{M_{ic}^2}\right)$ and 2) $M_{is} \to$ $\to \infty$, $k \to 0$, $\theta_s \to \theta_c$ (Newtonian regim).

Then we may approximate θ_s by θ_{su} in the equation (17), in order to get an explicit formula. Conventiently we write :

$$\sin^2 \delta_s = \frac{1}{M_{is}^2} - \frac{\sin \alpha_s \sin \delta_s}{1 - k \cos \theta_{su}} + \frac{\sin 2\delta_s}{\sin 2\theta_{su}} \cdot \frac{\sin^2 \theta_c}{1 - k}, \tag{19-a}$$

or :

$$\sin \delta_s = -\frac{\sin \alpha_s}{2(1 - k) \cos \theta_{su}} + \sqrt{\frac{\sin^2 \alpha_s}{4(1 - k)^2} \cdot \frac{1}{\cos^2 \theta_{su}} + \frac{\sin 2\delta_{su} \sin^2 \theta_c}{(1 - k) \sin 2\theta_{su}} + \frac{1}{M_{is}^2}}. \tag{19-b}$$

The value given by (19) is close enough to the solution of eq. (17) so that, in most cases, a single correction by using Newton method is satisfactory. Also, the test already done in the two limit cases has ensured the correct selection for δ_s (the second solution corresponding to a strong wave does not actually occur).

Higher approximations

In order to correct the zero approximation and also to verify the convergence of the proposed method we need higher approximations. In principle, the first correction (first approximation) could use the equations (16) in order to get a new form for m^2 which is then introduced in the eq. (10). However, in this way the calculation id complicate. It becomes much simpler if one uses for m^2 a form somewhat different but leading to an analytical expression for the function H. The following form suggested by (16) :

$$m^2 = b \frac{(x - 1)^2}{x}, \quad x \equiv \left(\frac{\sin \theta}{\sin \theta_c}\right)^n, \tag{20}$$

where b and n are positive constants, is an excellent approximation at any step (see fig. 3 — 7) and yields a simple expression for H :

$$H = \left(\frac{x\sigma - 1}{\sigma - x}\right)^\nu, \quad \nu \equiv \frac{1}{n}\left(\frac{\sigma - 1}{\sigma + 1}\right), \quad \sigma = \frac{1 + 2b + \sqrt{1 + 4b}}{2b} \tag{21}$$

As one can see the expression (20) already satisfies two conditions at $\theta = \theta_c \left(m_c^2 = 0, \frac{dm^2}{d\theta} = 0 \right)$ and is monotonically increasing as required

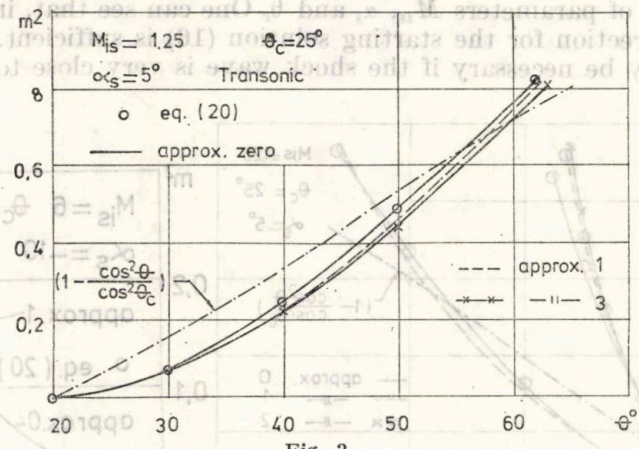


Fig. 3

by eq. (12). The parameters n and b will be determined by using two more points : $\theta_a \in (\theta_c, \theta_s)$ and θ_s ; thus, we get :

$$\frac{x_a}{x_s}\left(\frac{x_s - 1}{x_a - 1}\right)^2 = \frac{m_s^2}{m_a^2}, \quad b = \frac{m_s^2 x_s}{(x_s - 1)^2}, \quad (n, b > 0), \tag{22}$$

the first equation yielding n. The intermediate point θ_a is, preferably, nearer to θ_s where one condition only was imposed (for example $\theta_a = \frac{1}{3}(\theta + 2\theta_s)$).

With H given by (21) the integral I is easily calculated. New values are then obtained from (10) and so on. At any step the expressions (20) and (21) are valid but in connection with new values for n, b, ν and σ which are corrected from one approximation to another.

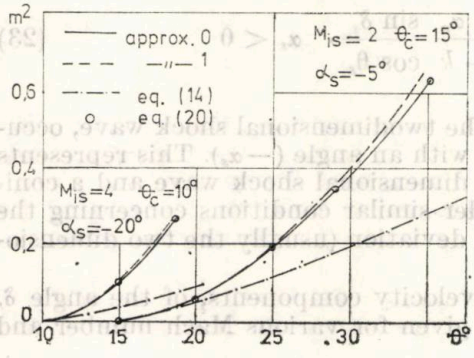


Fig. 4

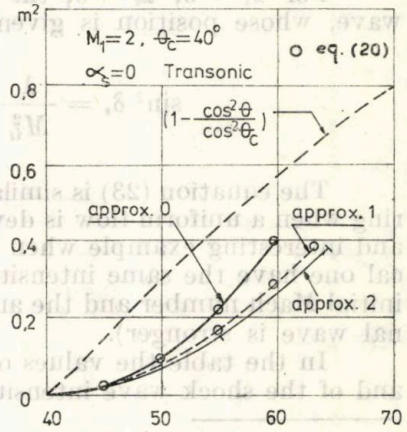


Fig. 5

Examples of calculation. Conclusions

In figs. (3 — 7) the function $m^2(\theta)$ is plotted for a large interval of variation of parameters M_{is}, α_s and θ_c One can see that, in most cases, a single correction for the starting solution (16) is sufficient. Higher corrections may be necessary if the shock wave is very close to the detach-

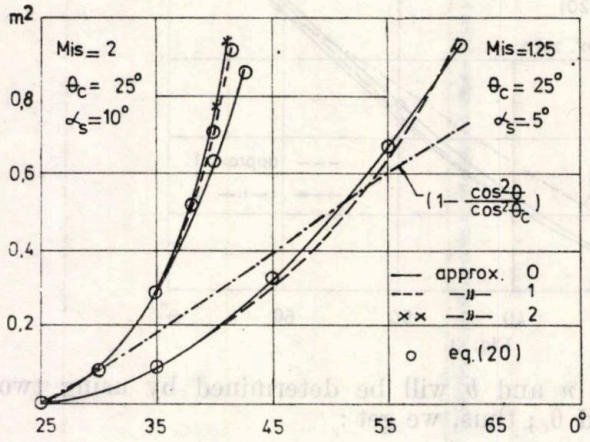


Fig. 6

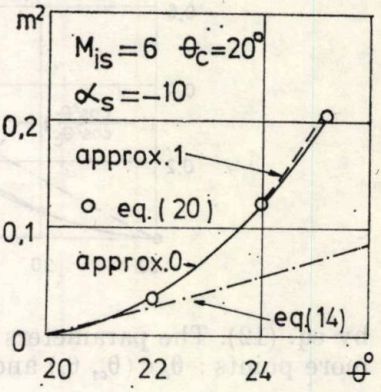


Fig. 7

ment (transonic regime, fig. 3 and 5)* Such transonic regimes can be detected by computing the total Mach number at the body surface ($\theta = \theta_c$, $M_c < 1$ for transonic regime)

One can see that the expression (20) approximates very well the function m^2 at any step. Thus the solution preserves its form what simplifies the calculation.

To solve the equation (9) we took into account that the correction for δ_s is small enough at any step ; thus is convenient to use the Newton method which turns out to be very convergent.

For $\theta_s = 0$, $\alpha_s \to 0$, the stream becomes uniform after the shock wave, whose position is given by :

$$\sin^2 \delta_s = \frac{1}{M_{is}^2} - \frac{\sin \alpha_s}{1 - k} \frac{\sin \delta_s}{\cos \theta_s}, \quad \alpha_s < 0 \tag{23}$$

The equation (23) is similar to the twodimensional shock wave, occuring when a uniform flow is deviated with an angle ($-\alpha_s$). This represents and interesting example when a two dimensional shock wave and a conical one have the same intensity, under similar conditions concerning the initial Mach number and the angle of deviation (usually the two dimensional wave is stronger).

In the table the values of the velocity components, of the angle δ_s and of the shock wave intensity are given for various Mach number and

* The calculations have been made by using a HP−97 calculator.

Table 1

Flow field parameters for various Mach numbers and equal deviations

M_{is}	θ_c	α_s	V_c		V_s		V_s'		δ_s		λ_{is}	
			zero approc.	Final	zero approx.	Final	Zero approx.	Final	Zero approx.	Final	Zero approx.	Final
1,25	25	5	0,820	0,816	0,554	0,565	−0,780	−0,783	56,39	55,62	0,0977	0,0750
	20	0	0,775	0,759	0,469	0,450	−0,751	−0,747	62,05	63,28	0,2556	0,2876
2	25	10	0,919	0,921	0,841	0,856	−0,475	−0,486	32,72	31,08	0,1968	0,0770
	15	0	0,906	0,909	0,818	0,827	−0,458	−0,464	35,08	34,17	0,3747	0,3054
	15	− 5	0,846	0,849	0,764	0,770	−0,430	−0,434	40,21	39,64	0,7783	0,7326
	20	0	0,857	0,860	0,781	0,788	−0,438	−0,441	38,67	37,96	0,6552	0,5863
4	10	−20	0,795	0,796	0,780	0,782	−0,187	−0,187	38,75	38,58	6,147	6,093
	30	0	0,810	0,811	0,798	0,799	−0,187	−0,187	37,02	36,95	5,600	5,578
	40	10	0,813	0,812	0,802	0,802	−0,187	−0,187	36,68	36,71	5,494	5,503
6	20	−10	0,824	0,824	0,817	0,818	−0,136	−0,136	35,19	35,08	12,782	12,706
	30	0	0,826	0,826	0,820	0,820	−0,136	−0,136	34,92	34,94	12,596	12,610
	40	10	0,827	0,827	0,822	0,822	−0,136	−0,136	34,76	34,74	12,486	12,472

Note. Final values correspond to first approx. except otherwise indicated in Figs. (3—7).

deviation angles. At a given M_{is} the values for θ_c and α_s are selected in order to get the total deviation $(\theta_c - \alpha_s) = \text{const}$. The parameter for the shock wave strength is defined as :

$$\lambda \equiv \frac{p_s}{p_{is}} - 1 = (1 + k)(M_{is}^2 \sin^2 \delta_s - 1) \tag{24}$$

where the pressure jump through the wave is p_s/p_{is}. From the table one notes that the influence of the nonuniformity (α_s) is very strong for small Mach numbers $(M_{is} = 1{,}25 - 2)$ especially for divergent streams $(\alpha_s > 0)$. The influence of α_s upon the shock intensity is more important than the effect of the body semiangle θ_c up to $M_{is} = 4$; for larger Mach number the two effects are pretty close. For uniform flow $(\alpha_s = 0)$ the corrected values for the velocity distribution as well as for θ_s practicly coincide with the results obtained by numerical integration (4).

REFERENCES

1. *Nadir, S.*, Nonuniform Supersonic Flow Past Wedges, ZAMP, vol. 24, p. 355 — 364 (1973).
2. *Berbente, C.*, Determination of Presure Distribution and Aerodynamic Coefficients of Wings and Bodies in Supersonic—Hypersonic Flow. Ph. D. Thesis, Polyt. Inst. Bucharest (1969)
3. *Carafoli, E., Berbente, C.* Considerations on the Supersonic Motion pas the Circular Cone at Angle of Attack, Zeitschr. Flugwiss. 18, 101 — 108 (1970).
4. *Kibardin, Yu. A. et al.*, Atlas of Gasdynamic Functions under High Speeds and Temperatures of the Flow, (in russian). Gosudarstv. Energ. Isd. Moscow/Leningrad, p. 196 — 200 (1961).

O mişcare supersonică neuniformă în jurul conului circular

Se consideră o mişcare axial-simetrică, neuniformă în jurul unui con circular. Neuniformitatea este realizată prin introducerea într-un curent paralel a unei componente normale pe axa conului, constantă dealungul undei de şoc ataşate la vîrful corpului, astfel încît mişcarea rămîne conică. În acest fel se poate studia în mod clar efectul convergenţei sau divergenţei curentului faţă de axul corpului. Metoda de rezolvare propusă conduce la o soluţie analitică valabilă pe un larg interval de regim, avînd o foarte bună acurateţe.

Se arată că efectul neuniformităţii curentului incident este amplificat pentru numere Mach mici $(1 < M_{is} < 2)$, în special în cazul componentelor divergente. Pe măsură ce numărul Mach al curentului creşte efectul deviaţiei introduse într-un curent paralel cu axa tinde să fie echivalent cu o creştere sau descreştere a semiunghiului conului, egală cu deviaţia.

BULETINUL INSTITUTULUI POLITEHNIC „GHEORGHE GHEORGHIU-DEJ"
BUCUREȘTI
SERIA MECANICĂ
Tomul XL — 1978, Numărul 2

REZISTENȚA MATERIALELOR

C.Z.:620.177:624.07

EFECTELE MODIFICĂRII DISTRIBUȚIEI SARCINILOR LA GRINDA REZEMATĂ PE MEDIU ELASTIC

LUCIA FETCU, I. CONSTANTINESCU *

Se prezintă rezultatele analizei efectelor pe care le are schimbarea modului de aplicare a sarcinilor asupra eforturilor și deformațiilor unei grinzi rezemate pe mediu elastic.

Introducere

În elaborarea modelului pentru calculul de rezistență al unei structuri concrete, după schematizarea structurii și a modului de rezemare este necesar să se precizeze sarcinile care acționează în sistem. Există cazuri în care, deși valoarea rezultantei forțelor exterioare și punctul ei de aplicație sînt cunoscute, este dificil de stabilit cum se distribuie aceste forțe în structura analizată. O astfel de situație se poate întîlni la calculul ramelor de fundație, cînd forțele exterioare se aplică prin intermediul unui batiu cu rigiditate mare (fig. 1). Rama poate fi reprezentată printr-o grindă rezemată pe mediu elastic; forțele aplicate batiului, considerat corp rigid, pot fi reduse într-un punct oarecare, de exemplu în centrul bazei acestuia; încărcarea ramei este dată de forțele de legătură între batiu și ramă, a căror distribuție este determinată de numărul punctelor de prindere, de elasticitatea pieselor de solidarizare și de contactele suplimentare realizate în urma deformării ramei. Este evident că, în astfel de condiții, stabilirea repartiției reale a sarcinilor pe rama de fundație implică mari dificultăți, fapt care obligă la înlocuirea distribuției efective printr-o distribuție ipotetică. Eforturile și deformațiile grinzii, precum și presiunile pe mediu elastic, depind de repartiția de forțe considerată. În acest sens, este interesant de urmărit cum se modifică valorile solicitărilor în grinda pe mediu elastic la schimbarea tipului de distribuție a forțelor exterioare.

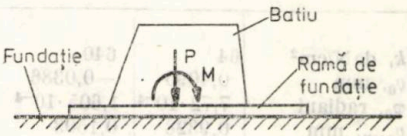
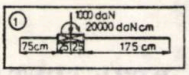
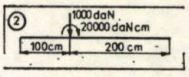
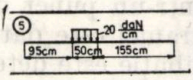
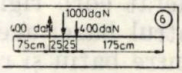


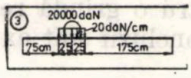
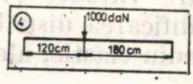
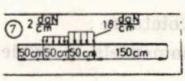
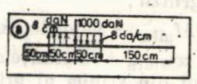
Fig. 1

Manuscris predat redacției la data de 15 mai 1976
* Șef lucrări ing; Conf. dr. ing. Catedra de rezistența materialelor

Tabelul 1

Varianta de distribuție						
k, daN/cm²	64	640	6400	64	640	6400
v_0, mm	0,6398	−0,0144	−0,0038	0,1507	−0,0519	0,000072
φ_0, radiani	$4{,}88 \cdot 10^{-4}$	$2{,}116 \cdot 10^{-4}$	$0{,}155 \cdot 10^{-4}$	$8{,}878 \cdot 10^{-4}$	$1{,}679 \cdot 10^{-4}$	$-0{,}089 \cdot 10^{-4}$
v_{max}, mm	1,03	0,1818	0,0338	0,9905	0,1769	0,0347
p_{max}, $\frac{daN}{cm}$	6,594	11,63	21,6	6,339	11,32	22,2
x_{Pmax}, cm	131	131	131	118	112	112
v_{min}, mm	−0,194	−0,0239	−0,0038	−0,23	−0,0519	−0,0015
p_{min}, $\frac{daN}{cm}$	−1,242	−1,533	−2,442	−1,473	−3,32	−0,954
x_{pmin}, cm	300	300	0	300	0	202
M_{max}, daN cm	28886	18129	10730	34137	22857	17035
x_{Mmax}, cm	125	125	125	100	100	100
M_{min}, daN cm	−433	−2821	−1790	−950	−2885	−1822
x_{Mmin}, cm	257	209	173	238	190	154
Varianta de distribuție						
k, daN/cm²	64	640	6400	64	640	6400
v_0, mm	0,4095	−0,0386	−0,00102	0,1476	−0,0556	−0,000294
φ_0, radiani	$7{,}72 \cdot 10^{-4}$	$1{,}605 \cdot 10^{-4}$	$-0{,}0062 \cdot 10^{-4}$	$9{,}014 \cdot 10^{-4}$	$1{,}783 \cdot 10^{-4}$	$-0{,}103 \cdot 10^{-4}$
v_{max}, mm	0,9328	0,1503	0,0231	0,983	0,1707	0,02977
p_{max}, daN/cm	5,970	9,617	14,81	6,29	10,93	19,05
x_{pmax}, cm	119	119	119	118	112	112
v_{min}, mm	−0,2035	−0,0386	−0,00102	−0,2270	−0,0556	−0,00124
p_{min}, daN/cm	−1,3	−2,47	−0,656	−1,453	−3,56	−0,793
x_{pmin}, cm	300	0	0	300	0	203
M_{max}, daN cm	17745	7343	2519	24178	12882	7035
x_{Mmax}, cm	119	119	119	100	100	100
M_{min}, daN cm	−687	−2355	−1129	−921	−2760	−3790
x_{Mmin}, cm	241	199	169	239	191	75

1

					
64	640	6400	64	640	6400
0,1776	−0,0454	−0,000204	0,2003	−0,04186	−0,00067
$8{,}423 \cdot 10^{-4}$	$1{,}605 \cdot 10^{-4}$	$-0{,}051 \cdot 10^{-4}$	$8{,}091 \cdot 10^{-4}$	$1{,}602 \cdot 10^{-4}$	$-0{,}0262 \cdot 10^{-4}$
0,9742	0,167	0,032	0,9544	0,1604	0,0278
6,234	10,88	20,52	6,108	10,26	17,785
118	118	112	120	120	120
−0,2228	−0,0454	−0,0014	−0,2142	−0,04186	−0,00120
−1,426	−2,91	−0,891	−1,371	−2,679	−0,769
300	0	203	300	0	210
28250	17589	12526	23568	12580	7029
100	100	100	120	120	120
−873	−2751	−1681	−787	−2584	−1452
239	166	161	240	198	162
					
64	640	6400	64	640	6400
0,2509	−0,0325	−0,00118	0,1447	−0,0592	−0,00085
$7{,}31 \cdot 10^{-4}$	$1{,}54 \cdot 10^{-4}$	$0{,}0241 \cdot 10^{-4}$	$9{,}147 \cdot 10^{-4}$	$1{,}890 \cdot 10^{-4}$	$-0{,}106 \cdot 10^{-4}$
0,9144	0,1434	0,0214	0,9778	0,1684	0,02897
5,85	9,176	13,67	6,258	10,778	18,54
118	124	124	118	112	106
−0,1943	−0,0325	−0,00118	−0,224	−0,0142	−0,00395
−1,243	−2,081	−0,755	−1,434	−0,9085	−2,53
300	0	0	300	300	36
16372	6492	2153	24218	12907	7035
124	124	124	100	100	100
−613	−2217	−1035	−892	−2637	−2600
246	204	174	240	192	66

Pe baza algoritmului și programului de calcul elaborat pentru studiul încovoierii grinzilor continui pe reazeme elastice lungi, prezentat într-o lucrare viitoare [1], s-a încercat o analiză a efectelor pe care le implică modificarea distribuției sarcinilor pentru o grindă rezemată continuu pe mediu elastic, ale cărei rezultate și concluzii sînt expuse în cele ce urmează.

1. Variante de distribuție. Date și rezultate

Grinda considerată are lungimea totală de 3 m și rigiditatea la încovoiere constantă, egală cu 10^{-9}daN cm^2.

Calculele au fost efectuate pentru opt variante de încărcare, caracterizate de sarcini echivalente din punct de vedere mecanic, distribuite diferit de la variantă la variantă.

Pentru a urmări influența rigidității mediului de rezemare asupra presiunilor de contact, eforturilor și deformațiilor grinzii, la fiecare variantă de încărcare s-au considerat trei valori distincte ale coeficientului de tasare, k, al mediului elastic.

Programul utilizat a permis determinarea valorilor eforturilor, deformațiilor și presiunilor de contact în 50 de secțiuni echidistante pe grindă.

Variantele de încărcare și unele mărimi caracteristice obținute pentru fiecare caz studiat sînt prezentate în tabelul 1, în care s-au folosit următoarele notații:

k — coeficientul de tasare al mediului elastic;

v_0, φ_0 — parametrii inițiali;

v_{max}, v_{min} — valorile extreme ale săgeților grinzii;

p_{max}, p_{min} — valorile extreme ale presiunii de contact, considerată pozitivă cînd lucrează asupra grinzii de jos în sus;

x_{pmax}, x_{pmin} — distanțele secțiunilor în care apar presiunile extreme, față de capătul din stînga al grinzii;

M_{max}, M_{min} — valorile extreme ale momentelor încovoietoare;

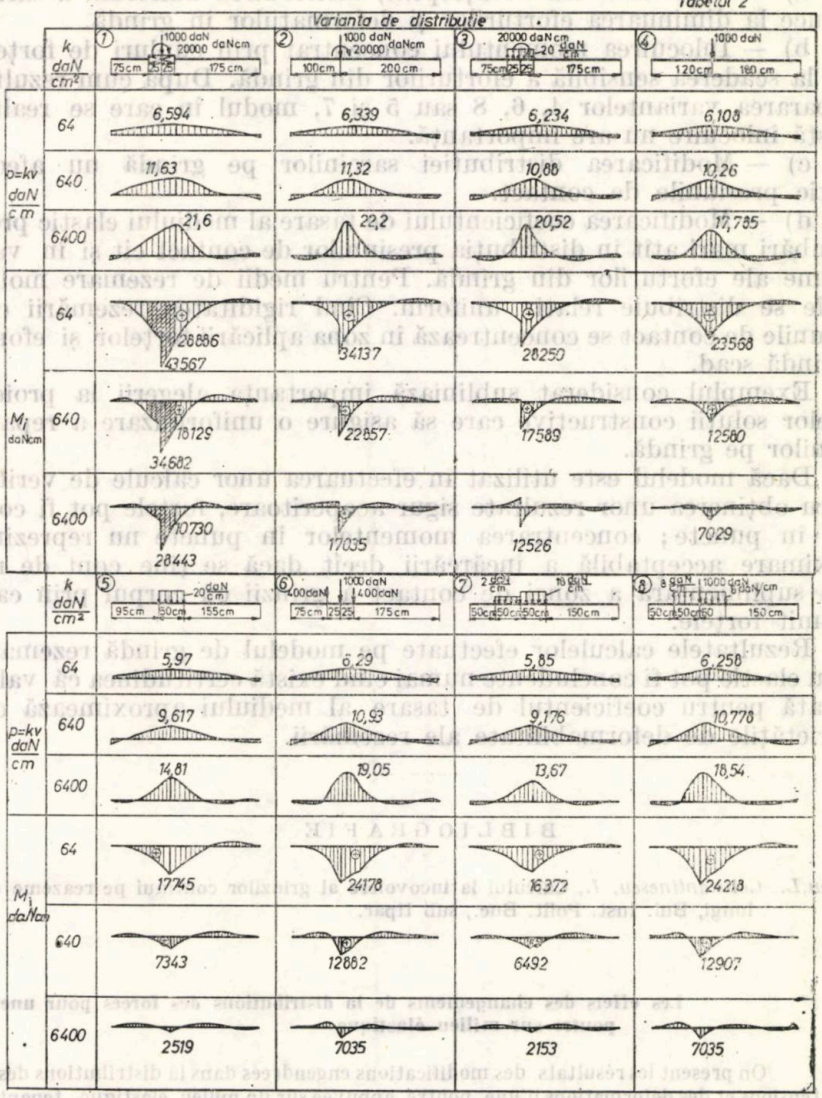
x_{Mmax}, x_{Mmin} — distanțele secțiunilor în care apar momentele încovoietoare extreme, față de capătul din stînga al grinzii.

Tabelul 2 conține diagramele de variație ale presiunilor de contact și momentelor încovoietoare pentru toate cazurile calculate, reprezentate la scară.

În prima variantă considerată, s-a presupus că rigidul prin care se transmit forțele exterioare este solidarizat cu grinda, care, din acest motiv, are în zona respectivă o rigiditate infinit de mare; porțiunile dublu hașurate din diagramele de momente se referă la această zonă nedeformabilă, în care, teoretic, eforturile unitare sînt nule.

Variantele 2 și 3 mențin pe grindă momentul concentrat obținut prin reducerea forțelor exterioare, rezultanta acestora fiind reprezentată printr-o forță concentrată și, respectiv, printr-o forță distribuită uniform. În variantele 4 și 5, prin schimbarea punctului de aplicație al rezultantei forțelor exterioare, se elimină reprezentarea concentrată a momentului. În variantele 6, 7 și 8, momentul este înlocuit prin forțe concentrate sau distribuite.

Tabelul 2



Cazurile prezentate nu epuizează posibilitățile de distribuire pe grindă a forțelor considerate. Ele pot totuși furniza unele informații privind efectele modificării tipului de repartiție a sarcinilor asupra solicitărilor din grindă.

2. Observații și concluzii

Deși calculele au fost efectuate pentru o structură particulară, din analiza rezultatelor obținute se impun cîteva observații cu caracter general.

a) — După cum era de aşteptat, distribuirea uniformă a sarcinilor conduce la diminuarea eforturilor şi deformaţiilor în grindă.

b) — Înlocuirea momentului concentrat prin cupluri de forţe conduce la scăderea sensibilă a eforturilor din grindă. După cum rezultă din compararea variantelor 4, 6, 8 sau 5 şi 7, modul în care se realizează această înlocuire nu are importanţă.

c) — Modificarea distribuţiei sarcinilor pe grindă nu afectează practic presiunile de contact.

d) — Modificarea coeficientului de tasare al mediului elastic produce schimbări mari atît în distribuţia presiunilor de contact cît şi în valorile maxime ale eforturilor din grindă. Pentru medii de rezemare moi, presiunile se distribuie relativ uniform. Cînd rigiditatea rezemării creşte, presiunile de contact se concentrează în zona aplicării forţelor şi eforturile în grindă scad.

Exemplul considerat subliniază importanţa alegerii la proiectare a acelor soluţii constructive care să asigure o uniformizare a repartiţiei sarcinilor pe grindă.

Dacă modelul este utilizat în efectuarea unor calcule de verificare, pentru obţinerea unor rezultate sigur acoperitoare, forţele pot fi concentrate în puncte; concentrarea momentelor în puncte nu reprezintă o aproximare acceptabilă a încărcării decît dacă se ţine cont de rigidizarea suplimentară a zonei de contact a grinzii cu corpul prin care se transmit forţele.

Rezultatele calculelor efectuate pe modelul de grindă rezemată pe mediu elastic pot fi concludente numai cînd există certitudinea că valoarea utilizată pentru coeficientul de tasare al mediului aproximează corect proprietăţile de deformabilitate ale rezemării.

BIBLIOGRAFIE

1. *Fetcu,L., Constantinescu, I.*, Calculul la încovoiere al grinzilor continui pe reazeme elastice lungi, Bul. Inst. Polit. Buc., sub tipar.

Les effets des changements de la distributions des forces pour une poutre sur milieu élastique

On present les résultats des modifications engendreés dans la distributions des tensions et des déformations d'une poutre, appuyée sur un milieu élastique, tenant compte de la distribution des charges appliquées.

BULETINUL INSTITUTULUI POLITEHNIC „GHEORGHE GHEORGHIU-DEJ"
BUCUREȘTI
SERIA MECANICĂ
Tomul XL — 1978, Numărul 2

TEHNOLOGIA CONSTRUCȚIEI DE MAȘINI

C.Z.:621.9:531.7

MIJLOACE NOI PENTRU CONTROLUL ALEZAJELOR CONICE

GH. BĂDESCU, C. MILITARU*

În lucrare autorii prezintă concepția, realizarea și modul de funcționare a două dispozitive pentru controlul alezajelor conice, care au la bază principiul de măsurare a variației unghiului de înclinare și a cotei de bazare.

La proiectarea acestor dispozitive s-a ținut seama de metoda de cotare a alezajelor conice și anume: metoda conicității nominale (sau a unghiului nominal) și metoda conicității tolerate (sau a unghiului tolerat).

Deasemenea, lucrarea prezintă relațiile de calcul privind influența unor elemente constructive ale dispozitivelor asupra preciziei de măsurare cu aceste aparate.

Avantajele dispozitivelor prezentate și realizate constau în aceea că asigură controlul cu precizie al alezajelor conice conform indicațiilor din standarde, sînt ușor de utilizat și prezintă siguranță în funcționare.

Pe baza celor prezentate în lucrarea [3], autorii au conceput dispozitivele pentru controlul alezajelor conice, prezentate în fig. 1 și 2.

În fig. 1 este prezentat un dispozitiv pentru controlul variației unghiului de înclinare, conceput pe baza relațiilor 10...15 [3] și a variației cotei de bazare, în raport cu baza mare a conului. Dispozitivul este compus din tija 1 (prin intermediul acestei tije se transmit abaterile cotei h la aparatul de măsurat 6), discul mobil 2, discul fix 3, față de care se determină variația cotei de bazare L_c cu ajutorul aparatului de măsurat 7, prins în suportul 8, bucșa fixă 4 și suportul 5.

În fig. 2 este prezentat un dispozitiv pentru controlul variației unghiului de înclinare, conceput pe baza relațiilor 10 ... 15 [3] și a variației cotei de bazare față de baza mică a conului. Dispozitivul este alcătuit din tija 1 (prin intermediul acestei tije se transmit abaterile cotei L_c la aparatul de măsurat 6), discul fix 2, bucșa 3, discul mobil 4, suportul 5, aparatele de măsurat 6 și 7 și brațul fix 8.

Aparatul 7, prins cu ajutorul unui colier de discul mobil 4, ne indică variația distanței h dintre cele două discuri (deci variația unghiului de înclinare).

În cazul cînd dorim să construim un dispozitiv care să ne indice numai variația unghiului de înclinare față de unghiul nominal se poate

Manuscris predat redacției la data de 13 aprilie 1977

* Șef lucrări ing. Catedra Tehnologia construcției de mașini; Asistent ing. Catedra Tehnologia construcției de mașini.

realiza dispozitivul redat în fig. 1, la care să lipsească aparatul de măsurat 7 cu suportul corespunzător. De asemenea, dispozitivele pot fi prevăzute cu discuri cu muchie.

Abaterile limită ale cotei L_c (fig. 1 și 3) sînt date de relațiile generale :

$$a_{sLC} = \frac{a_{sLs}}{2} + \frac{A_s}{2\text{tg}\,\frac{\alpha}{2}} = \frac{a_{sLs}}{2} + A_{sA}, \tag{1}$$

$$a_{iLC} = \frac{a_{iLs}}{2} + \frac{A_i}{2\text{tg}\,\frac{\alpha}{2}} = \frac{a_{iLs}}{2} + A_{iA} \tag{2}$$

în care :

a_{sLs} și a_{iLs} sînt abaterile lungimii alezajului, mm ;
A_{SA} și A_{iA} — abaterile pe direcția axei, care apar datorită variației diametrelor și unghiului, mm ;

Observație : considerînd ca bază de măsurare a lungimii alezajului baza de unde se face cotarea lungimii L_c din relațiile 1 și 2, dispar abaterile a_{sLs} și a_{iLs} ceea ce simplifică operația de control.

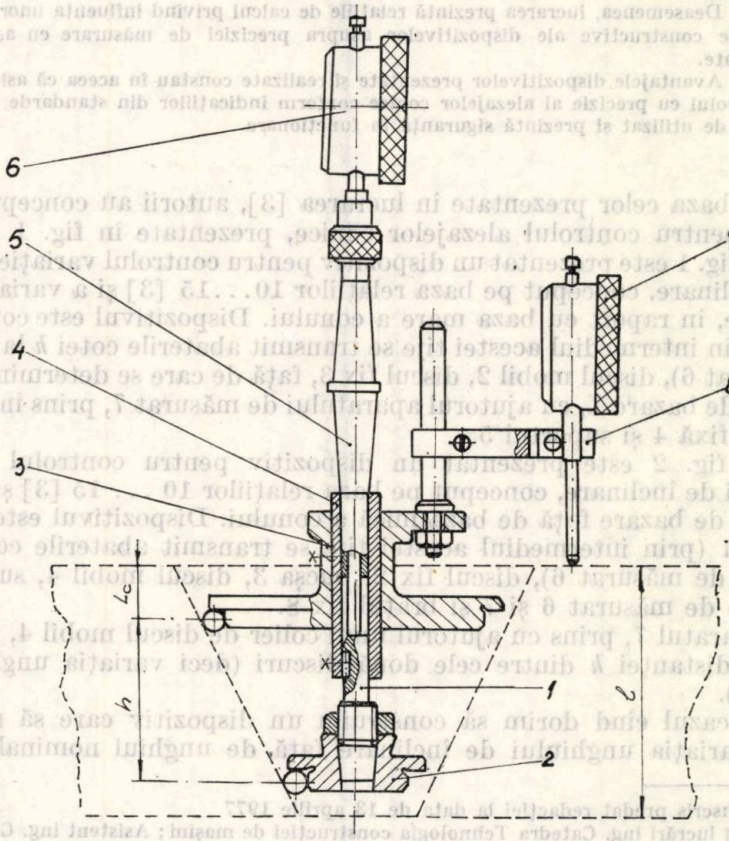


Fig. 1

La controlul cu aceste dispozitive se va ţine seama de metoda de cotare şi anume :

1. Metoda conicităţii nominale (sau a unghiului nominal).
2. Metoda conicităţii tolerate (sau a unghiului tolerat).

1. În cazul primei metode, la control pot apare situaţiile următoare :

1.1. Piesa este executată la conicitatea nominală (aparatul de măsurat 6, fig. 1 sau 7, fig. 2, ne indică valoarea zero).

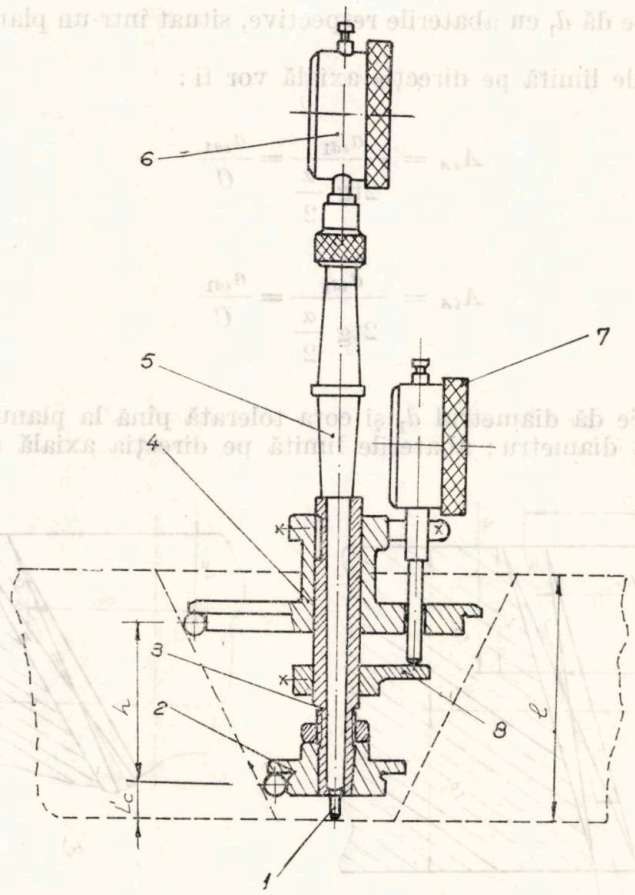


Fig. 2

1.2. Piesa prezintă abateri faţă de conicitatea nominală, fiind însă în limitele admisibile, conform relaţiilor 2 şi 3 sau 8 şi 9 [3].

Pentru cazul 1.1, piesa fiind executată la conicitatea nominală, în funcţie de elementul tolerat, apar cazurile :

1.1.1. Este prescris diametrul de la baza mare a conului, cu abaterile limită (fig. 3). Pentru acest caz, abaterile limită sînt date de relaţiile :

$$A_{sA} = \frac{A_{sD}}{2\text{tg}\,\frac{\alpha}{2}} = \frac{A_{sD}}{C} \qquad (3)$$

$$A_{iA} = \frac{A_{iD}}{2\text{tg}\,\frac{\alpha}{2}} = \frac{A_{iD}}{C} \tag{4}$$

în care :

A_{sD} și A_{iD} sînt abaterile diametrului bazei mari a conului, mm ;
C — conicitatea.

1.1.2. Se dă d_1 cu abaterile respective, situat într-un plan la distanța L (fig. 3).

Abaterile limită pe direcție axială vor fi :

$$A_{sA} = \frac{a_{sd1}}{2\text{tg}\,\frac{\alpha}{2}} = \frac{a_{sd1}}{C} \tag{5}$$

$$A_{iA} = \frac{a_{id1}}{2\text{tg}\,\frac{\alpha}{2}} = \frac{a_{id1}}{C} \tag{6}$$

1.1.3. Se dă diametrul d_1 și cota tolerată pînă la planul în care se găsește acest diametru ; abaterile limită pe direcția axială sînt date de

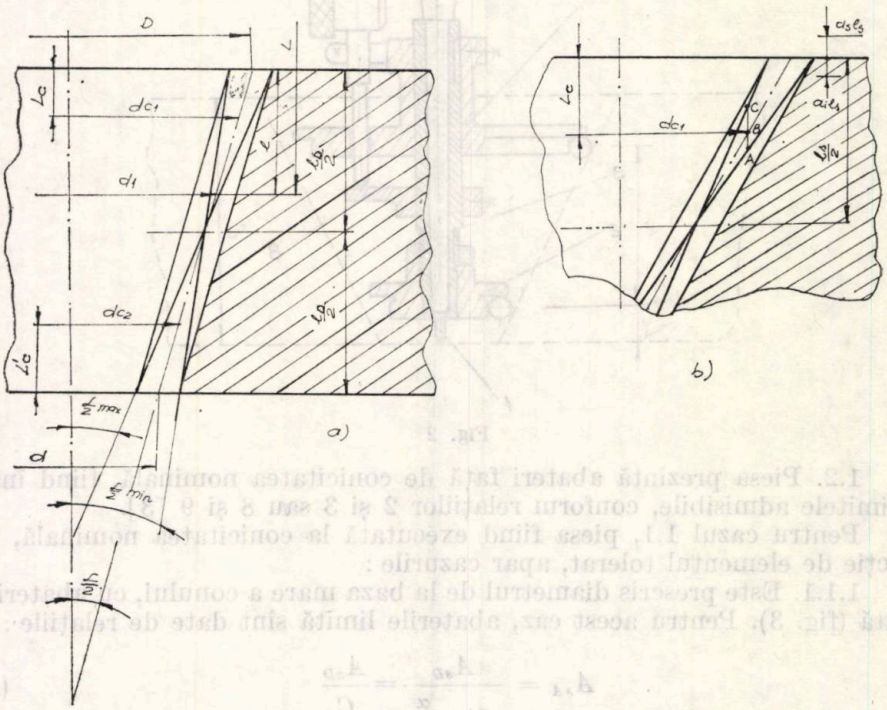


Fig. 3

relaţiile :

$$A_{sA} = \Delta_s L \tag{7}$$

$$A_{iA} = \Delta_i L \tag{8}$$

în care :

$\Delta_s L$ şi $\Delta_i L$ sînt abaterile limită ale cotei L, mm.

1.1.4. Este dat diametrul bazei mici cu abaterile limită corespunzătoare (fig. 2 şi 3).

Abaterile limită pe direcţia axială ale cotei L' sînt următoarele :

$$A_{sA} = -\frac{a_{id}}{2\operatorname{tg}\frac{\alpha}{2}} = -\frac{a_{id}}{C} \tag{9}$$

$$A_{iA} = -\frac{a_{sd}}{2\operatorname{tg}\frac{\alpha}{2}} = -\frac{a_{sd}}{C} \tag{10}$$

În situaţia în care piesa prezintă abateri (în limite admisibile) faţă de conicitatea nominală, corespunzător relaţiilor 2 şi 3 sau 8 şi 9 [3], există următoarele cazuri :

1.2.1. Se prescrie diametrul de la baza mare şi abaterile limită respective (fig. 3, b), iar abaterile pe direcţie axială ale cotei L_c, pentru unghiurile limită, corespunzător relaţiilor 2 şi 3 [3] sînt următoarele :

$$A_{sA} = \frac{D_{\max} - d_{c_1}}{2\operatorname{tg}\frac{\alpha_{\max}}{2}} - \frac{D - d_{c_1}}{2\operatorname{tg}\frac{\alpha}{2}} \tag{11}$$

$$A_{iA} = \frac{D_{\min} - d_{c_1}}{2\operatorname{tg}\frac{\alpha_{\min}}{2}} - \frac{D - d_{c_1}}{2\operatorname{tg}\frac{\alpha}{2}} \tag{12}$$

1.2.2. Se dă diametrul d_1 cu abaterile limită (fig. 3), pentru care există relaţiile :

$$A_{sA} = \left|\frac{d_{1\max} - d_{c_1}}{2\operatorname{tg}\frac{\alpha_{\max}}{2}}\right| - \left|\frac{d_1 - d_{c_1}}{2\operatorname{tg}\frac{\alpha}{2}}\right| \tag{13}$$

$$A_{iA} = \left|\frac{d_{1\min} - d_{c_1}}{2\operatorname{tg}\frac{\alpha_{\max}}{2}}\right| - \left|\frac{d_1 - d_{c_1}}{2\operatorname{tg}\frac{\alpha}{2}}\right| \tag{14}$$

Observaţie : diametrul d_1 poate fi mai mare sau mai mic decît d_{c_1}.

1.2.3. Se prescrie diametrul d_1 și cota tolerată pînă la acest diametru, pentru care se fac următoarele precizări :

Ținînd seama că :

corespunzător relațiilor 13 și 14, variația distanței L duce la variația diametrului d_1 după relațiile :

$$a_{sd1} = \Delta_s L \cdot 2\text{tg}\frac{\alpha}{2} = \Delta_s L \cdot C\,;\quad a_{id1} = \Delta_i L \cdot 2\text{tg}\frac{\alpha}{2} = \Delta_i L \cdot C$$

acestea se pot înlocui în relațiile 13 și 14 :

$$d_{1\max} = d_1 + \Delta_s L \cdot C \tag{15}$$

$$d_{1\max} = d_1 + \Delta_i L \cdot C \tag{16}$$

1.2.4. Se dă diametrul bazei mici cu abaterile respective ; abaterile pe direcție axială ale cotei L'_c sînt următoarele :

$$A_{sA} = \frac{d_{c_2} - d_{\min}}{2\text{tg}\dfrac{\alpha_{\min}}{2}} - \frac{d_{c_2} - d}{2\text{tg}\dfrac{\alpha}{2}} \tag{17}$$

$$A_{iA} = \frac{d_{c_2} - d_{\max}}{2\text{tg}\dfrac{\alpha_{\min}}{2}} - \frac{d_{c_2} - d}{2\text{tg}\dfrac{\alpha}{2}} \tag{18}$$

2. În cazul metodei conicității tolerate (sau a unghiului tolerat), la control apar următoarele situații :

2.1. Cînd piesa este executată la conicitatea nominală situația corespunde cazului 1, astfel că abaterile se calculează cu relațiile 1 și 2, ținînd seama de valoarea abaterilor pe direcție axială (rel. 2 ... 10).

2.2. Piesa prezintă abateri (în limitele admisibile) de la conicitatea nominală, la care abaterile cotei L_c se calculează cu relațiile 1 și 2, cu abateri pe direcție axială diferite în funcție de elementul tolerat.

Pentru cazul 2.2 există următoarele situații :

2.2.1. Se dă diametrul de la baza mare a conului, cu abaterile respective (fig. 4) și există relațiile :

$$A_{sA} = \frac{D_{\max} - d_{c_1}}{2\text{tg}\dfrac{\alpha_{\min}}{2}} - \frac{D - d_{c_1}}{2\text{tg}\dfrac{\alpha_{\max}}{2}} \tag{19}$$

$$A_{iA} = \frac{D_{\min} - d_{c_1}}{2\text{tg}\dfrac{\alpha_{\max}}{2}} - \frac{D - d_{c_1}}{2\text{tg}\dfrac{\alpha}{2}} \tag{20}$$

2.2.2. Se dă diametrul d_1 (cu abaterile respective) situat la distanța L, pentru care relațiile de calcul devin următoarele (fig. 5):

Abaterile cotei L_c pe direcția axială sînt date de relațiile 13 și 14, cu deosebirea că unghiurile limită ($\alpha_{max}/2$ și $\alpha_{min}/2$) sînt date de relațiile:

$$\frac{\alpha_{max}}{2} = \frac{\alpha}{2} + \frac{\delta}{4} \text{ și } \frac{\alpha_{min}}{2} = \frac{\alpha}{2} - \frac{\delta}{4}$$

$\left(\text{în care } \pm\frac{\delta}{4} \text{ sînt abaterile unghiului de înclinare } \frac{\alpha}{2}\right)$.

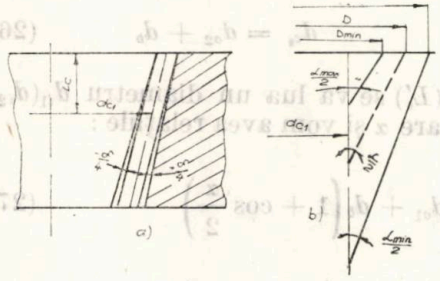


Fig. 4

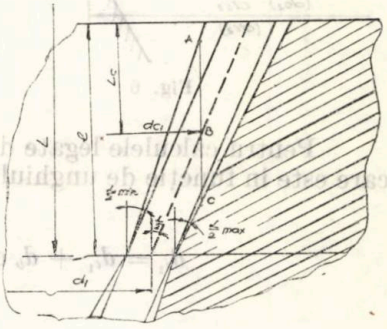


Fig. 5

2.2.3. Se dă un diametru d_1 și cota tolerată pînă la acest diametru, iar relațiile de calcul devin:

$$A_{sA} = \Delta_s L + \left|\frac{d_{c_1} - d_1}{2\text{tg}\frac{\alpha}{2}}\right| \cdot \frac{\text{tg}\frac{\alpha}{2} - \text{tg}\frac{\alpha_{max}}{2}}{\text{tg}\frac{\alpha_{max}}{2}} \tag{21}$$

$$A_{iA} = \Delta_i L + \left|\frac{d_{c_1} - d_1}{2\text{tg}\frac{\alpha}{2}}\right| \cdot \frac{\text{tg}\frac{\alpha_{min}}{2} - \text{tg}\frac{\alpha}{2}}{\text{tg}\frac{\alpha_{min}}{2}} \tag{22}$$

2.2.4. Este prescris diametrul bazei mici a conului, cu abaterile limită corespunzătoare, pentru care există relațiile:

$$A_{sA} = \frac{d_{c_2} - d_{min}}{2\text{tg}\frac{\alpha_{min}}{2}} - \frac{d_{c_2} - d}{2\text{tg}\frac{\alpha}{2}} \tag{23}$$

$$A_{iA} = \frac{d_{c_2} - d_{max}}{2\text{tg}\frac{\alpha_{max}}{2}} - \frac{d_{c_2} - d}{2\text{tg}\frac{\alpha}{2}} \tag{24}$$

Relaţiile 10 ... 15 [3] pentru calculul valorilor limită a cotei dintre discuri şi a abaterilor acestei cote sînt determinate pentru dispozitive cu talere cu muchie. Cum în practică nu se poate obţine o muchie perfectă s-a recurs la soluţiile constructive prezentate în fig. 1 şi 2, la care se pot aplica relaţiile mai sus amintite, considerînd ca diametre ale discurilor distanţa dintre centrele bilelor (fig. 6).

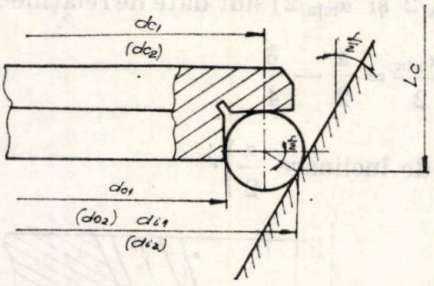


Fig. 6

În acest caz există relaţiile de calcul :

$$d_{c_1} = d_{o1} + d_b \tag{25}$$

$$d_{c_2} = d_{o2} + d_b \tag{26}$$

Pentru calculele legate de cota $L_c(L'_c)$ se va lua un diametru $d_{i1}(d_{i2})$ care este în funcţie de unghiul de înclinare α şi vom avea relaţiile :

$$d_{i_1} = d_{c_1} + d_b \cos\frac{\alpha}{2} = d_{o1} + d_b\left(1 + \cos\frac{\alpha}{2}\right) \tag{27}$$

$$d_{i_2} = d_{c_2} + d_b \cos\frac{\alpha}{2} = d_{o2} + d_b\left(1 + \cos\frac{\alpha}{2}\right) \tag{28}$$

Reglarea la zero a dispozitivului pentru cota L_c, se va face ţinînd seama de relaţia :

$$L_{cr} = L_c + \frac{d_b}{2}\left(1 - \sin\frac{\alpha}{2}\right) \tag{29}$$

În practică pot apare două situaţii şi anume :

— corespunde cazului cînd se proiectează şi se realizează dispozitivul de control ţinînd seama de elementele care se dau :

— în această situaţie există dispozitivul, la care se cunosc caracteristicile (diametrele d_{c1} şi d_{c2}) şi se cere controlul piesei respective. Pentru acest caz se formează un lanţ de dimensiuni (format din elementele ce se dau şi elementele de calcul care ţin seama de caracteristicile dispozitivului de control), se determină cotele limită dintre centrele bilelor (h) şi abaterile acestor cote, raportate la planul de măsurare (L_c), precum şi abaterile limită ale cotei h.

Prin diferenţierea relaţiei 10 se obţine eroarea metodei de măsurare, care este dată de relaţia :

$$\delta\frac{\alpha}{2} = \frac{\cos^2\frac{\alpha}{2}}{2h}\cdot\left(\frac{\delta d_{c_1} - \delta d_{c_2}}{2} - \operatorname{tg}\frac{\alpha}{2}\cdot\delta h\right),\ \text{rad} \tag{30}$$

în care :

δd_{c_1} și δd_{c_2} sînt erorile introduse de diametrele discurilor (la limită sînt egale cu toleranța discurilor), mm
δh — eroarea dispozitivului de lungimea h, mm

Un calcul mai precis al erorii poate fi dat de relația :

$$\Delta \varepsilon = \sqrt{\sum_{i=1}^{n} \delta_i^2} \tag{31}$$

în care :

δ_i sînt diferitele erori introduse de aparat, cum ar fi :
abaterea discurilor de la concentricitate, neîncadrarea centrelor bilelor pe un cerc perfect (abaterea de la circularitate), eroarea dată de relația 30 și altele.

Pentru determinarea erorilor menționate se recomandă :
— rectificarea părții cilindrice a celor două discuri în stare montată ;
— jocuri minime la asamblare (eventual rodarea anumitor elemente componente) ;
— sortarea bilelor ce se asamblează pe un disc și marcarea pe disc a diametrului d_{c1} sau d_{c2}.

Utilizarea pentru controlul alezajelor conice a mijloacelor prezentate conduce la ridicarea productivității operației de control și aplicarea acestora chiar în timpul procesului de prelucrare mecanică.

BIBLIOGRAFIE

1. *I. Lăzărescu, D. Dragu V. Tărăboi, G. Ștefiu.* Toleranțe și măsurări tehnice, Editura didactică și pedagogică, București, 1959.
2. *A. Brăgaru, A. Sturzu. Gh. Bădescu,* Controlul unghiurilor și conicităților, Editura tehnică, București, 1968
3. *Gh. Bădescu, C. Militaru, C. Neagu.* Metrologia aplicată nr. 1. 1977
4. *A. Sturzu, Gh. Bădescu, C. Militaru, A. Brăgaru,* Îndrumar practic uzinal și de laborator pentru controlul preciziei de prelucrare în construcția de mașini, Editura tehnică, București, 1976.

Neue Mittel für die kontrolle der kegelförmigen kaliber

Im diesem Werk die Verfasser bringen die Konzeption, die Verwir-Klichung und die Funktionierungsweise der zwei Vorrichtungen dar, für die Kontrolle der kegelförmigen Kaliber die den Messungsprinzip der Neidungswinkelvariation und die Basisquote als Basis haben.

Bei der Projektirung diesen Vorrichtungen manhat in Betracht die Bemasungsmethode der kegelförmigen Kaliber gezogen und zwar die Nominalskonizitätsmethode (oder Nominalswinkel) und die Tolerantkonizitätsmethode (oder Tolerantwinkel).

Gleichzeitig bringt dieses Werk mathematische Relationen dar, betreffend des Einflusses einiger konstruktiver Grundstoffe der Vorrichtungen über die Präzision der Messung mit diesen Apparaten.

Die Vorteile der vorgestellten und verwirklichten Vorrichtungen bestehen in der Versicherung der Präzisionskontrolle der kegelförmigen Kaliber laut der Standardanweisungen, die leicht zu benützen sind und haben eine grosse Versicherung im Lauf.

în care :

δd_{c_1} şi δd_{c_2} sînt erorile introduse de diametrele discurilor (la limită sînt egale cu toleranţa discurilor), mm

δh — eroarea dispozitivului de lungimea h, mm

Un calcul mai precis al erorii poate fi dat de relaţia :

$$\Delta_{\varepsilon} = \sqrt{\sum_{i=1}^{n} \delta_i^2} \qquad (31)$$

în care :

δ_i sînt diferitele erori introduse de aparat, cum ar fi :
abaterea discurilor de la concentricitate, neîncadrarea centrelor bilelor pe un cerc perfect (abaterea de la circularitate); eroarea dată de relaţia 30 şi altele.

Pentru determinarea erorilor menţionate se recomandă :

— rectificarea părţii cilindrice a celor două discuri în stare montată ;

— jocuri minime la asamblare (eventual rodarea anumitor elemente componente) ;

— sortarea bilelor ce se asamblează pe un disc şi marcarea pe disc a diametrului d_{c1} sau d_{c2}.

Utilizarea pentru controlul alezajelor conice a mijloacelor prezentate conduce la ridicarea productivităţii operaţiei de control şi aplicarea acestora chiar în timpul procesului de prelucrare mecanică.

BIBLIOGRAFIE

1. *I. Lăzărescu, D. Dragu, V. Tărăbot, G. Steţiu.* Toleranţe şi măsurări tehnice, Editura didactică şi pedagogică, Bucureşti, 1959.
2. *A. Brăgaru, A. Sturzu, Gh. Bădescu,* Controlul unghiurilor şi conicităţilor, Editura tehnică, Bucureşti, 1968.
3. *Gh. Bădescu, C. Militaru, C. Neagu.* Metrologia aplicată nr. 1, 1977.
4. *A. Sturzu, Gh. Bădescu, C. Militaru, A. Brăgaru,* Îndrumar practic uzinal şi de laborator pentru controlul preciziei de prelucrare în construcţia de maşini, Editura tehnică, Bucureşti, 1976.

Neue Mittel für die Kontrolle der kegelförmigen Kaliber

Im diesem Werk die Verfasser bringen die Konzeption, die Verwir-Klichung und die Funktionierungsweise der zwei Vorrichtungen dar, für die Kontrolle der kegelförmigen Kaliber die den Messungsprinzip der Neidungswinkelvariation und die Basisquote als Basis haben.

Bei der Projektirung diesen Vorrichtungen manhat in Betracht die Bemasungsmethode der kegelförmigen Kaliber gezogen und zwar die Nominalskonizitätsmethode (oder Nominalswinkel) und die Tolerantkonizitätsmethode (oder Tolerantwinkel).

Gleichzeitig bringt dieses Werk mathematische Relationen dar, betreffend des Einflusses einiger konstruktiver Grundstoffe der Vorrichtungen über die Präzision der Messung mit diesen Apparaten.

Die Vorteile der vorgestellten und verwirklichten Vorrichtungen bestehen in der Versicherung der Präzisionskontrolle der kegelförmigen Kaliber laut der Standardanweisungen, die leicht zu benützen sind und haben eine grosse Versicherung im Lauf.

BULETINUL INSTITUTULUI POLITEHNIC „GHEORGHE GHEORGHIU-DEJ"
BUCUREȘTI
SERIA MECANICĂ
Tomul XL — 1978, Numărul 2

MAȘINI-UNELTE ȘI SCULE

C. Z.: 533.6.011.5.

CONTRIBUȚII LA STUDIUL COMPORTĂRII DINAMICE A ARBORILOR PRINCIPALI AI MAȘINILOR UNELTE

I. GHEGHEA, A. GHIONEA *

În lucrare se prezintă utilizarea metodei matricei de transfer pentru determinarea elasticității arborilor principali avînd în vedere caracteristicile constructive ale arborilor și forțele care acționează asupra lor.

Se stabilește algoritmul și organigrama de calcul cu ajutorul cărora se întocmește programul pentru calculator ce permite calculul dinamic al diferitelor tipuri de arbori principali prin varierea datelor inițiale de calcul. Se iau în considerare atît arborii de diametru constant cît și arborii în trepte, fiind sprijiniți pe două lagăre cu aceeași rigiditate sau cu rigidități diferite.

Din diagramele prezentate se constată că există o anumită valoare a distanței între lagăre pentru care elasticitatea este minimă și deci săgeata arborelui are cele mai mici valori.

Introducere

Arborele principal este un element de bază ce intră în compunerea unei mașini — unelte, de comportarea căruia depinde în mare măsură precizia mașinii.

Comportarea statică a arborelui principal a fost analizată în mai multe lucrări, existînd astfel suficiente indicații privind proiectarea optimă din acest punct de vedere.

Referitor la comportarea dinamică a arborelui principal, literatura de specialitate oferă un număr mai mic de lucrări, iar cercetările efectuate tratează numai parțial diferite aspecte ale problemei.

Astfel, în (1) se consideră că asupra arborelui principal acționează numai forța de așchiere, neglijîndu-se forța dată de sistemul de antrenare a arborelui. În realitate această forță, care ajunge în unele cazuri la valori apreciabile, influențează comportarea dinamică a arborelui principal.

În lucrarea (2), se consideră că forța de antrenare este amplasată în stînga lagărului din spate, situație ce se întîlnește mai puțin la sistemul de antrenare al arborelui principal la mașinile unelte.

Manuscris predat redacției la data de 8 decembrie 1977

* Conf. dr. ing. Catedra de mașini — unelte; Asistent ing. Catedra de mașini — unelte.

Simboluri, parametri și indici utilizați:

f_i — forța armonică din poziția i;
F_4 — amplitudinea forței de așchiere;
F_2 — amplitudinea componentei forței din angrenajul de antrenare al arborelui principal, în direcția forței f_4;
$i, i-1$ — poziții de calcul;
M_i — masa concentrată în poziția i;
J_i — momentul de inerție al masei din poziția i;
k_i, c_i — coeficientul de rigiditate și respectiv de amortizare al elementului din poziția i;
$\boldsymbol{Z}_i$ — vectorul de stare în poziția i;
$\boldsymbol{T}_i$ — matrice de transfer în poziția i;
$\boldsymbol{P}_i$ — matrice de transfer într-un punct cu masă, rigiditate și amortizare concentrată;
$\boldsymbol{F}_i$ — matrice de transfer pe o porțiune elastică de lungime l;
w_i, φ_i — amplitudinea deplasării respectiv a unghiului de încovoiere în porțiunea i;
b — distanța între lagăre;
$l_1 \ldots l_4$ — lungimile treptelor de diametru constant ale arborelui (fig. 1);
$d_1 \ldots d_4$ — diametrele treptelor arborelui;
a — raportul F_2/F_4

1. Stabilirea relației și a algoritmului de calcul

Relația și algoritmul de calcul ce vor fi stabilite și prezentate în continuare permit a se determina prin calcul influența ce o are distanța dintre lagărele arborelui asupra elasticității acestuia. În acest scop se utilizează metoda matricei de transfer (3), (4), (5), luîndu-se în considerare atît rigiditatea cît și amortizarea rulmenților.

Se consideră arborele principal dat în figura 1, pe care se găsesc două mase concentrate M_2 și M_4, ce reprezintă masa roții de antrenare și masa dispozitivului de fixare a sculei sau piesei.

Arborele este compus din porțiuni de diametru constant și se află situat pe două lagăre.

Asupra arborelui acționează forțele armonice f_2 și f_4, datorate sistemului de acționare, respectiv procesului de așchiere.

Metoda matricei de transfer constă în determinarea vectorului de stare $\boldsymbol{Z}$ într-o poziție i, funcție de același parametru din poziția $i-1$ prin intermediul matricei $\boldsymbol{T}_i$.

Astfel se poate scrie:

$$\boldsymbol{Z}_i = \boldsymbol{T}_i \boldsymbol{Z}_{i-1} \tag{1}$$

în care:

$$\boldsymbol{T}_i = \boldsymbol{P}_i \boldsymbol{F}_i$$

Matricele $\boldsymbol{P}_i$ și $\boldsymbol{F}_i$ sînt date în lucrarea (5).

Scriind succesiv relația (1) din punctul extrem stînga (punctul 0, fig. 1), pînă la punctul extrem dreapta (punctul 4) se obține:

$$\boldsymbol{Z}_4 = \boldsymbol{T}_4 \boldsymbol{T}_3 \boldsymbol{T}_2 \boldsymbol{T}_1 \boldsymbol{T}_0 \boldsymbol{Z}_0 + \boldsymbol{T}_4 \boldsymbol{T}_3 \boldsymbol{D}_2 - \boldsymbol{D}_4 \tag{2}$$

în care :

$$\boldsymbol{Z}_0 = \begin{vmatrix} -w_0 \\ \varphi \end{vmatrix}; \quad \boldsymbol{D}_2 = \begin{vmatrix} 0 \\ 0 \\ 0 \\ F_2 \end{vmatrix} \text{ și } \boldsymbol{D}_4 = \begin{vmatrix} 0 \\ 0 \\ 0 \\ F_4 \end{vmatrix}$$

Efectuînd în relația (2) produsul matricelor de transfer aceasta capătă forma :

$$\boldsymbol{Z}_4 = \boldsymbol{A}\boldsymbol{Z}_0 + \boldsymbol{B}\boldsymbol{D}_2 - \boldsymbol{D}_4 \tag{3}$$

unde

$$\boldsymbol{A} = \boldsymbol{T}_4\boldsymbol{T}_3\boldsymbol{T}_2\boldsymbol{T}_1\boldsymbol{T}_0; \quad \boldsymbol{B} = \boldsymbol{T}_4\boldsymbol{T}_3$$

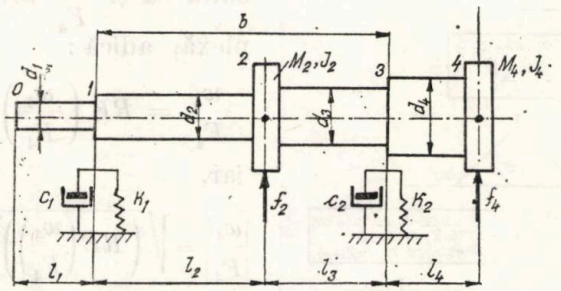


Fig. 1

Cunoscînd că în punctul 4 (fig. 1), în dreapta forței f_4, vectorul de stare are expresia :

$$\boldsymbol{Z}_4 = \begin{vmatrix} -w_4 \\ \varphi_4 \\ 0 \\ 0 \end{vmatrix}$$

Din relația (3) se reține ultimele două ecuații care permit determinarea amplitudinii deplasării w_0 și a unghiului φ_0. Astfel cele două ecuații pot fi scrise compact sub forma :

$$\boldsymbol{C}\boldsymbol{p} = \boldsymbol{E} \tag{4}$$

de unde :

$$\boldsymbol{p} = \boldsymbol{C}^{-1}\boldsymbol{E} \tag{4'}$$

în care s-a notat :

$$\boldsymbol{p} = \begin{vmatrix} -w_0 \\ \varphi_0 \end{vmatrix}; \quad \boldsymbol{C} = \begin{vmatrix} A_{31} & A_{32} \\ A_{41} & A_{42} \end{vmatrix} \text{ și } \boldsymbol{E} = \begin{vmatrix} 0 \\ F_4 - B_{44}F_2 \end{vmatrix}$$

Înlocuind $\boldsymbol{C}^{-1} = \boldsymbol{G}$, relația (4') devine :

$$\boldsymbol{p} = \boldsymbol{G}\boldsymbol{E}$$

din care se obține :

$$-w_0 = G_{12}F_4 - G_{12}B_{44}F_2 \tag{5}$$

$$\varphi_0 = G_{22}F_4 - G_{22}B_{44}F_2 \tag{5'}$$

Înlocuind relaţiile (5) şi (5′) în (3) şi notînd $F_2 = aF_4$ din prima ecuaţie a relaţiei (3) se obţine expresia ce dă elasticitatea ansamblului arborelui principal, de forma :

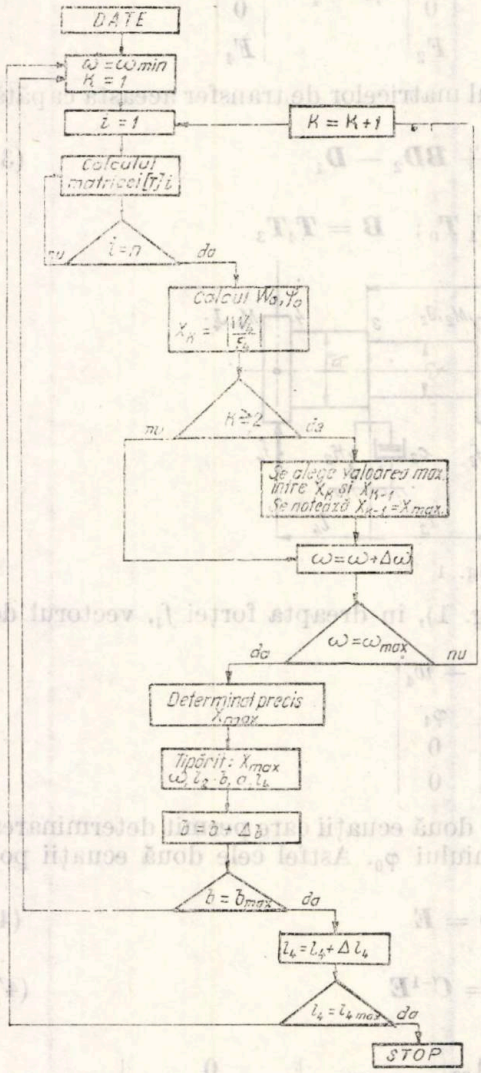


Fig. 2

$$\frac{w_4}{F_4} = (1 - B_{44}a)(A_{11}G_{12} - A_{12}G_{22}) \tag{6}$$

Întrucît termenii matricelor $\boldsymbol{P}_i$ sînt numere complexe iar B_4, A_{11}, G_{12}, G_{22} se obţin din înmulţirea termenilor matricelor $\boldsymbol{T}$ rezultă că şi $\frac{w_4}{F_4}$ are forma complexă, adică :

$$\frac{w_4}{F_4} = RE\left(\frac{w_4}{F_4}\right) + IM\left(\frac{w_4}{F_4}\right)$$

iar, (7)

$$\left|\frac{w_4}{F_4}\right| = \sqrt{\left(RE\left(\frac{w_4}{F_4}\right)\right)^2 + \left(IM\left(\frac{w_4}{F_4}\right)\right)^2}$$

Elasticitatea arborelui principal $\left(\frac{w_4}{F_4}\right)$ depinde de frecvenţa circulară, prin urmare aceasta va avea valoarea maximă la rezonanţă.

Pentru a determina influenţa distanţei dintre lagărele ($b = l_2 + l_3$) asupra comportării dinamice a arborelui principal s-a aflat elasticitatea la frecvenţa de rezonanţă pentru diferite valori ale lui b.

Calculele s-au efectuat la calculatorul electronic FELIX C 256, utilizînd un program de calcul întocmit pe baza organigramei dată în figura 2.

2. Calcul şi rezultate

Pentru studiu se consideră trei tipuri de arbori şi anume :

1 — de diametru constant şi cu rulmenţi identici ;
2 — în trepte şi cu rulmenţi identici ;
3 — în trepte şi cu rulment mai rigid la capătul din faţă.

În cele ce urmează se prezintă ca exemplu rezultatele obținute pentru $F_2/F_4 = 1$ și considerînd forța f_2 aplicată la distanța $l_2 = 3d$ față de lagărul din spate.

Alte variante de calcul sînt posibile prin varierea mărimii rapoartelor F_2/F_4 și l_2/d.

În figura 3, se consideră pentru calcul un arbore de tip 1 avînd următoarele caracteristici : $d = 63$ mm, rulmenții cu $K_1 = K_2 = 14$Kgf/μm

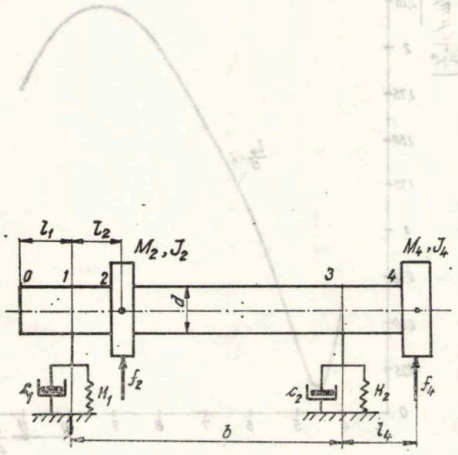


Fig. 3

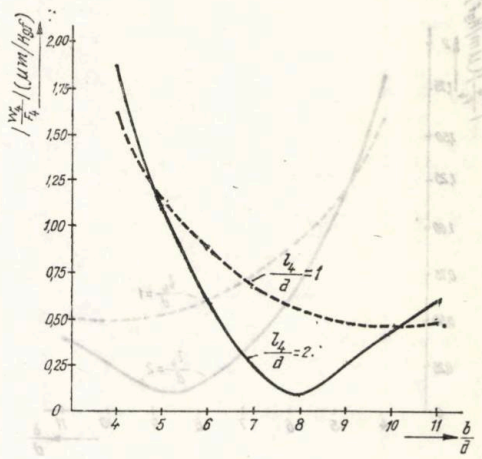


Fig. 4

și $c_1 = c_2 = 560$ kgfs/mm, $M_2 = 75 \times 10^{-5}$ Kgfs²/mm $M_4 = 25 \times 10^{-4}$ Kgfs²/mm, $j_2 = 187$ kgfs² · mm³, $j_4 = 624$ Kgfs² · mm³.

Cu valorile elasticităților la frecvența de rezonanță, obținute pentru diferite distanțe între lagăre (b) s-au trasat curbele din fig. 4. Se observă că în cazul cînd $\frac{l_4}{d} = 1$ în curba de variație a elasticității apare un minim pentru $b = 9d$, unde elasticitatea este egală cu 0,495 μm/Kgf, adică de peste trei ori mai mică decît pentru cazul cînd ar fi $b = 4d$. Pentru $\frac{l_4}{d} = 2$, minimul elasticității se deplasează la $b = 8d$ și scade mult în valoare. Raportul între elasticitatea corespunzătoare valorilor $b = 4d$ și $b = 8d$, depășește valoarea 18.

Rezultă că se poate construi un arbore principal mai rigid alegînd o anumită distanță între lagăre, pentru o porțiune în consolă a arborelui de lungime dată.

Pentru un arbore de tip 2 (fig. 1) s-au considerat în calcul aceleași caracteristici, doar diametrele avînd valorile : $d_1 = 45$ mm, $d_2 = 55$ mm, $d_3 = 65$ mm, $d_4 = 74$ mm. Aliura curbelor (fig. 5) de variație a elasticității este aceeași ca și în cazul prezentat mai sus diferind doar cu puțin valorile minime și poziția acestor minime.

În cazul unui arbore de tip 3, rigiditatea rulmentului din față a fost mărită de trei ori în comparație cu cea a rulmentului din spate, adică

$K_1 = 14$ μ m/Kgf iar $K_2 = 42$ μm/Kgf. Pe curba de variație a elasticității, pentru $\frac{l_4}{d} = 2$, apare pe lîngă minim și un maxim (fig. 6)

Valoarea minimă este aproximativ aceeași cu cea din cazurile studiate mai sus. Acest minim apare însă la arbori cu distanțe mai mici între

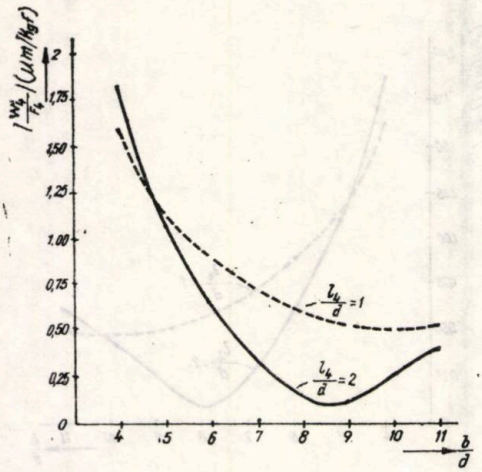


Fig. 5

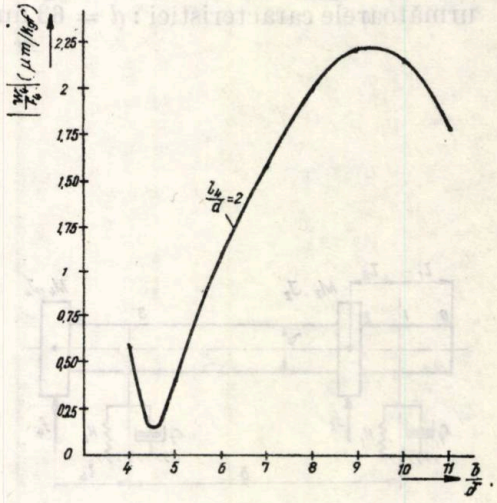


Fig. 6

lagăre ($b \approx 4{,}5\ d$). Valoarea maximă corespunde cazului în care $b \approx 9{,}3\ d$, deci aproximativ la acele valori ale lui b pentru care în cazurile precedente se înregistrau minime.

Prin urmare, mărimea rigidității rulmentului din față duce la schimbarea formei curbei de variație a elasticității arborelui, funcție de distanța între lagăre.

Pentru un arbore cu anumite diametre rezemat pe rulmenți cu rigidități date se poate stabili întotdeauna o distanță optimă între lagăre, care să permită obținerea unei rigidități maxime a ansamblului arborelui principal.

Rezultă că alegerea la întîmplare, fără calcul, a distanței dintre lagăre, poate duce la arbori care ar putea să se comporte necorespunzător din punct de vedere dinamic.

Concluzii

Din studiile efectuate rezultă că atît alegerea distanței între lagăre cît și raportul rigidităților rulmenților au o mare influență asupra elasticității arborelui principal. Există o anumită valoare a distanței între lagăre pentru care elasticitatea arborelui este minimă, deci rigiditatea are valoare maximă. Stabilind poziția lagărelor, corespunzător valorii optime a distanței între acestea, se asigură o micșorare a săgeții arborelui de cel puțin 3 — 4 ori așa cum rezultă și din cazurile studiate în lucrarea de față.

BIBLIOGRAFIE

1. *El-Sayed, H. Ragab*, Dinamic Behaviour of Machine Tool Spindles Mounted in Three Bearings Mach and Prod. Eng., Vol. 124, Nr. 3193, 1974
2. *Homiacev, V. S., Minasean, N. A.* Rasciot dinamiceschih haracteristicah spindelinih uzlov stancov. Stanki i instrument Nr. 3, 1976
3. *Gheghea, I., Ghionea, A.* Calculul caracteristicii amplitudinii-fază pentru arborii principali ai mașinilor unelte. Cea de-a II-a Conferință Națională de Mașini-Unelte București — 1976.
4. *Pestel, E., Lechie, F.* Matrix Methods in Elasto-mechanics. Mc Graw-Hill Book Company, INC, 1963
5. *Gheghea, I.* Calculul dinamic pentru transmisiile cu roți dințate. Bul. Institutul Politehnic București nr. 3, 1977 Seria mecanică.

Contributions on Dynamical Behaviour of Machine Tools Spindles

The flexibility of the machine tools spindles subjected to periodicaly forces is calculated using a transfer matrice method. An algorithm is discribed and a program for digital computer is drown up wich permites dynamical investigation of a varions types of spindles.

The constant diameter and steped spindles mounted in two berings with the same or varions rigidity are considered. For a given spindle, a optimum distance between berings may be found on wich the elasticity of the spindle have a minimum value and therefore the spindle has the minimum deflection.

BIBLIOGRAFIE

1. El-Sayed, F. Roger, Dinamic Behaviour of Machine Tool Spindles Mounted in Three Bearings Mach and Prod. Engg., Vol. 124, Nr. 3185, 1974
2. Ilomuceo, V. S., Alimoseon, N. A. Rasciot dinamiceskih harakteristicah spindelinih uzlov stanov. Stanki i instrument Nr. 2, 1976
3. Gheglea, I., Ghiorco, A. Calculul caracteristicii amplitudini-faza pentru arbori principali si mandrine unelte. Cea de-a II-a Conferinta Nationala de Masini-Unelte. Bucuresti — 1976.
4. Pestel, E., Leckie, F. Matrix Methods in Elasto-mechanics. Mc Graw-Hill Book Company, INC. 1963
5. Gheglea, I. Calculul dinamic pentru transmisiile cu roti dintate. Bul. Institutul Politehnic Bucuresti, nr. 3, 1977 Seria mecanica.

Contributions on Dynamical Behaviour of Machine Tools Spindles

The flexibility of the machine tools spindles subjected to periodical forces is calculated using a transfer matrice method. An algorithm is discribed and a program for digital computer is drown up wich permites dynamical investigation of a various types of spindles.

The constant diameter and steped spindles mounted in two berings with the same or various rigidity are considered. For a given spindle, a optimum distance between berings may be found on wich the elasticity of the spindle have a minimum value and therefore the spindle has the minimum deflection.

BULETINUL INSTITUTULUI POLITEHNIC „GHEORGHE GHEORGHIU-DEJ"
BUCUREȘTI
SERIA MECANICĂ
Tomul XL — 1978, Numărul 2

TEHNOLOGIA METALELOR

C. Z.: 621.77:620.175

CERCETĂRI PRIVIND COMPORTAREA LA DEFORMARE PLASTICĂ LA RECE A ALIAJELOR DE ALUMINIU

N. ATANASIU, C. TEODOSIU *

În lucrare se prezintă rezultatele cercetărilor teoretice și experimentale privind determinarea deformabilității la rece a metalelor și aliajelor cu ajutorul încercării la răsucire și modul de aplicare a datelor obținute la diferitele procedee de prelucrare prin deformare plastică. Folosind rezultatele obținute la torsionarea epruvetelor s-au stabilit valorile maxime ale deformațiilor ce pot fi atinse la tragerea țevilor din diferite aliaje de aluminiu, funcție de tensiunea aplicată și de viteza de deformație.

Cunoașterea comportării la deformare plastică la rece a aliajelor de aluminiu, în special a celor cu deformabilitate scăzută, constituie un element esențial în proiectarea rațională a tehnologiilor de prelucrare și în alegerea utilajelor pentru extrudere, tragere, matrițare etc. [1], [2], [3], [4],

În acest scop, autorii lucrării de față au întreprins cercetări teoretice și-au efectuat experimentări la încercarea de răsucire pentru a stabili relațiile dintre tensiuni, deformații și viteza de deformație în cazul a două aliaje de aluminiu greu deformabile (AlCu 4Mg 1 și AlMg 5) și a unui aliaj cu deformabilitate medie (6061).

1. Bazele teoretice ale încercării

Se consideră un sistem de coordonate cilindrice r, θ, z în care axa z este orientată de-a lungul axei epruvetei, iar originea fiind situată în capătul fix al acesteia. Se admite că variațiile de lungime ale epruvetei sînt nule, iar secțiunile sale transversale se rotesc rigid una față de alta. În acest caz, legătura dintre coordonatele inițiale (R, θ, Z) și cele curente (r, θ, z) ale unei particule este dată de relațiile :

$$r = R\,;\ \theta = \textcircled{H} + cZ = z = Z \qquad (1)$$

Manuscris predat redacției la data de 13 iulie 1977

* Conf. dr. ing. Catedra de tehnologia materialelor : Cercetător princip. dr. ing. Institutul de Fizica și Tehnologia Materialelor, București

în care :

$$c = 2\pi\, n/L \tag{2}$$

unde : n reprezintă numărul de rotaţii, L — lungimea activă a epruvetei (în cazul nostru $L = 50$ mm).

Prin urmare, tensorul neliniar de tip Green al deformaţiei $\underset{\sim}{E}$ are următoarele componente fizice nenule :

$$E_{\textcircled{H}z} = E_{z\textcircled{H}} = cr/2,\quad E_{zz} = c^2r^2/2\,; \tag{3}$$

iar viteza punctului material de coordonate cilindrice $(r,\ \theta,\ z)$ are o singură componentă fizică diferită de zero :

$$v_\theta = \dot{c}rz \tag{4}$$

Cunoscînd că $n = Nt/60$ (N fiind numărul de rotaţii pe minut, iar t timpul măsurat în secunde), rezultă :

$$\dot{c} = N/30\,L \tag{5}$$

Deci componentele fizice diferite de zero ale tensorului vitezei de deformaţie D sînt :

$$D_{\theta z} = D_{z\theta} = \dot{c}r/2 \tag{6}$$

În continuare se notează : $2E_{\textcircled{H}z} = 2\,E_{z\textcircled{H}} = \gamma$, $2D_{\theta z} = 2D_{z\theta} = \dot{\gamma}$ şi se va desemna cu γ_s şi $\dot{\gamma}_s$ valorile superficiale ale lui γ şi respectiv $\dot{\gamma}$.

Din relaţiile (1) ... (6) se obţine :

$$\gamma_s = 2\pi\rho n/L = 0{,}377\ n \tag{7}$$

$$\dot{\gamma}_s = \pi\rho N/30L = 0{,}00628\ N\ [s^{-1}] \tag{8}$$

unde ρ este raza secţiunii transversale a epruvetei în porţiunea sa activă.

Ţinînd seama de ipotezele admise rezultă că :

$$\gamma = \gamma_s \frac{r}{\rho};\qquad \dot{\gamma} = \dot{\gamma}_s \frac{r}{\rho} \tag{9}$$

Se presupune că valoarea curentă a tensiunii tangenţiale $T_{\textcircled{H}z} = T_{z\textcircled{H}} = \tau$ depinde numai de deformaţia γ şi viteza de deformaţie $\dot{\gamma}$, deci legea constitutivă specifică este de forma :

$$\tau = \tau(\gamma,\ \dot{\gamma}) \tag{10}$$

În ceea ce priveşte dependenţa cuplului de torsiune de valorile superficiale γ_s şi $\dot{\gamma}_s$ ale deformaţiei şi respectiv vitezei de deformaţie, aceasta este de forma :

$$\Gamma = \Gamma\,(\gamma_s,\ \dot{\gamma}_s) \tag{11}$$

Experimentările efectuate au arătat că la aliajele de aluminiu deformate plastic la rece, tensiunea tangențială și deci și cuplul de torsiune variază lent cu viteza de deformație, de aceea expresia (11) poate fi scrisă sub formă :

$$\Gamma = \Gamma(\gamma_s)$$

Din definiția cuplului rezultant se obține :

$$\Gamma(\gamma_s) = 2\pi \int_0^{\rho} \tau(\gamma)\, r^2\, dr \tag{12}$$

Prin efectuarea în relația (12) a schimbării de variabilă ($r = \gamma\rho/\gamma_s$) și prin derivarea rezultatului obținut în raport de γ_s, rezultă :

$$\tau(\gamma_s) = \frac{1}{2\pi\rho^3}\left[3\Gamma\gamma_s) + \gamma_s\Gamma'(\gamma_s)\right] \tag{13}$$

Pentru a determina cazurile în care tensiunea tangențială superficială $\tau(\gamma_s)$ este proporțională cu cuplul de torsiune $\Gamma(\gamma_s)$, se va folosi expresia :

$$\tau = \lambda\, \Gamma \tag{14}$$

unde : λ este o constantă.

Introducînd în (13) pe (14) rezultă :

$$\Gamma'(\gamma_s) = L\Gamma(\gamma_s)/\gamma_s \tag{15}$$

Prin integrare se obține :

$$\Gamma(\gamma_s) = C\gamma_s^L \tag{16}$$

unde : C este o constantă arbitrară.

Înlocuind în relația (15) pe (16) și ținînd seama că γ_s este arbitrar, rezultă :

$$\tau = C_1\, \gamma^L \tag{17}$$

în care : $C_1 = C\lambda$

Întrucît în procesele de deformare plastică a metalelor, deformațiile elastice sînt neînsemnate în raport cu cele plastice, în studiul de față γ reprezintă deformația plastică ($\gamma \geqslant 0{,}1$), deci :

$$\gamma = \left(\frac{\tau}{C_1}\right)^{\frac{1}{L}} \tag{18}$$

2. Modul de experimentare şi rezultatele obţinute

Încercările de torsiune s-au făcut pe o maşină tip SETARAM într-un domeniu larg de viteze de răsucire : $N = 2$ rot/min pînă la $N = 1\,500$ rot/min. Pentru fiecare viteză de răsucire au fost încercate cîte trei epruvete, rezultatele obţinute fiind apoi mediate.

Variaţiile în timp ale cuplului de torsiune şi forţei axiale au fost înregistrate simultan, cu ajutorul unui traductor tensometric cu două punţi rezistive. Semnalele electrice de la traductor s-au amplificat prin intermediul a două punţi tensometrice fiind înregistrate pe hîrtie cu ajutorul unui oscilograf cu raze ultraviolete

Dependenţa cuplului de torsiune Γ de deformaţia periferică γ_s, pentru cinci viteze de răsucire, este reprezentată în figura 1 pentru AlCu 4Mg 1, figura 2 — AlMg 5 şi figura 3 — aliajul 6061. Pentru toate cele trei aliaje studiate se observă o scădere neînsemnată a cuplului de torsiune la creşterea vitezei de răsucire. Acest efect este determinat prin încălzirea epruvetei în timpul deformării sale adiabatice.

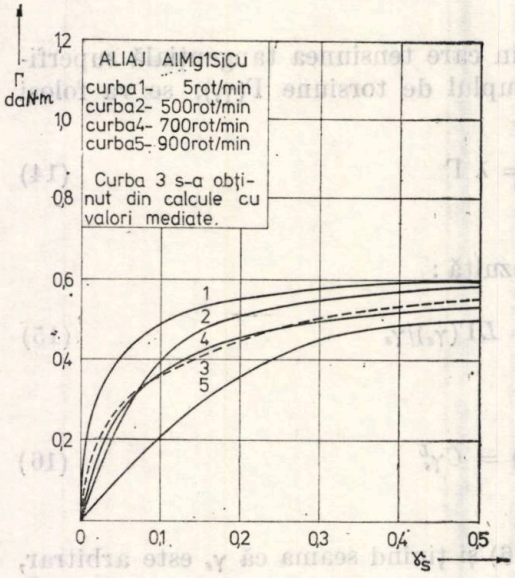


Fig. 1

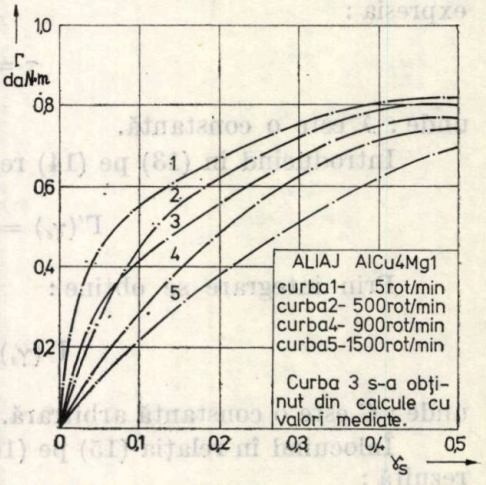


Fig. 2

Pentru a scoate în evidenţă influenţa vitezei de deformaţie asupra cuplului de torsiune s-au trasat, în cazul celor trei aliaje de aluminiu studiate, o serie de grafice care arată o uşoară micşorare a lui Γ în funcţie de N pentru valori relativ scăzute ale deformaţiei. Pentru $\gamma_s > 0{,}5$, cuplul de torsiune este practic independent de viteza de răsucire.

Reprezentînd la scara dublu logaritmică dependenţele $\tau = \tau(\gamma)$ corespunzătoare tensiunilor tangenţiale mediate şi aproximînd graficele obţinute prin drepte pe intervalele $\gamma_s = 0{,}1 \ldots 1{,}0$ în cazul aliajelor AlCu 4 Mg 1 şi 6061 şi $\gamma_s = 0{,}1 \ldots 0{,}5$ în cazul aliajului AlMg 5 s-au

determinat parametrii C_1 și L din ecuațiile constitutive (17) și (18), iar apoi s-a calculat coeficientul λ din formula (14). Datele obținute sînt trecute în tabela 1.

Tabela 1

Aliaj	C_1[daN/mm²]	L	λ[mm^{-3}[
AlCu 4 Mg 1	17,0	0,276	0,0193
AlMg 5	24,2	0,233	0,0191
6061	11,7	0,193	0,0188

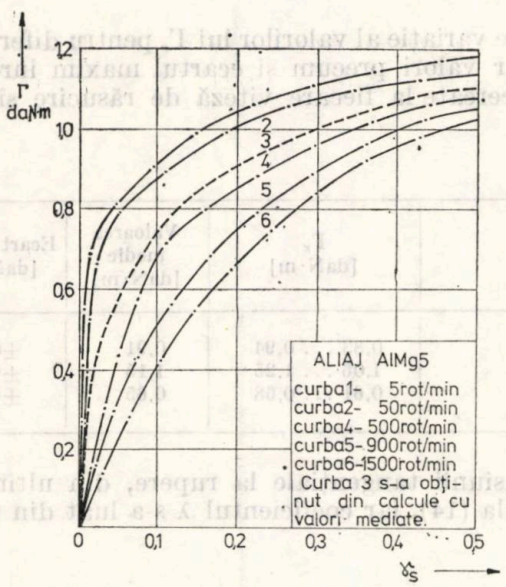


Fig. 3

Pentru exprimarea ductilității aliajelor studiate s-a folosit valoarea deformației tangențiale periferice la rupere γ_r. În tabela 2 se prezintă intervalul de variație al valorilor lui γ_r pentru diferite viteze de răsucire, media acestor valori, precum și ecartul maxim înregistrat între cele două epruvete încercate la fiecare viteză de răsucire.

Tabela 2

Aliaj	γ	Valoarea medie	Ecart maxim
AlCu 4 Mg 1	1,00 ... 1,73	1,31	±0,23
AlMg 5	0,57 ... 1,84	1,07	±0,42
6061	1,37 ... 2,83	1,98	±0,54

Valorile medii ale lui γ_r arată că aliajul 6061 prezintă o ductilitate cu cca. 50% mai mare decît aliajul de AlCu 4 Mg 1 și cu cca. 85% mai mare decît aliajul AlMg 5.

Datele experimentale arată o constantă remarcabilă a cuplului de torsiune la rupere γ_r pentru toată gama de viteze de răsucire, fapt ce a determinat folosirea criteriului tensiunii maxime pentru studiul ruperii la rece a celor trei aliaje.

În cazul răsucirii, criteriul tensiunii maxime, este de forma :

$$\tau_r = \text{const} \tag{19}$$

sau

$$\Gamma = \text{const} \tag{20}$$

Intervalul de variație al valorilor lui Γ_r pentru diferite viteze de răsucire, media acestor valori, precum și ecartul maxim înregistrat între cele două epruvete încercate la fiecare viteză de răsucire sînt prezentate în tabela 3.

Tabela 3

Aliaj	Γ_r [daN·m]	Valoarea medie [daN·m]	Ecart maxim [daN·m]	τ_r [daN/mm]
AlCu 4 Mg 1	0,83 ... 0,94	0,91	±0,04	17,56
Al Mg 5	1,06 ... 1,25	1,15	±0,06	21,93
6061	0,61 ... 0,68	0,65	±0,03	12,24

Valorile tensiunii tangențiale la rupere, din ultima coloană, s-au calculat cu formula (14), iar coeficientul λ s-a luat din tabela 1.

3. Aplicarea rezultatelor încercării

Rezultatele obținute la încercarea de răsucire s-au folosit la determinarea gradului de reducere la prelucrarea aliajelor studiate prin trefilare, tragere etc.

Astfel, pentru a stabili echivalența dintre încercarea de răsucire și tragerea țevilor din aliaj de aluminiu s-au folosit ca mărimi de echivalare intensitatea deformației $\bar{\varepsilon}$ și intensitatea vitezei de deformație $\dot{\bar{\varepsilon}}$, definite prin relațiile :

$$\bar{\varepsilon} = \frac{2}{\sqrt{3}} \sqrt{J_{\underset{\sim}{E}}} = \sqrt{\frac{2}{3} E_{ij} E_{ij}} \tag{21}$$

$$\dot{\bar{\varepsilon}} = \frac{2}{\sqrt{3}} J_{\underset{\sim}{D}} = \sqrt{\frac{2}{3} D_{ij} D_{ij}} \tag{22}$$

unde: $\underset{\sim}{E}$ este tensorul deformației, $\underset{\sim}{D}$ — tensorul vitezei de deformație, $J_{\underset{\sim}{E}}$ și $J_{\underset{\sim}{D}}$ sînt invarianții de ordinul al doilea ai celor doi tensori.

Se presupune că deformația plastică este incompresibilă și neglijînd deformația elastică și viteza de deformație elastică față de deformația totală și respectiv față de viteza de deformație, rezultă:

$$I_{\underset{\sim}{E}} = E_{ii} = 0; \qquad I_{\underset{\sim}{D}} = D_{ii} = 0$$

Prin urmare, din relațiile (21) și (22) se obține

$$\bar{\varepsilon} = \frac{2}{3}\sqrt{\frac{1}{2}[(E_{11}-E_{22})^2+(E_{22}-E_{33})^2+(E_{33}-E_{11})^2]+3(E_{12}^2+E_{23}^2+E_{31}^2)} \tag{23}$$

$$\dot{\bar{\varepsilon}} = \frac{2}{3}\sqrt{\frac{1}{2}[(D_{11}-D_{22})^2+(D_{22}-D_{33})^2+(D_{33}-D_{11})^2]+3(D_{12}^2+D_{23}^2+D_{31}^2)} \tag{24}$$

Înlocuind (3) în (23) și neglijînd termenul neliniar E_{zz}, rezultă:

$$\bar{\varepsilon} = \gamma/\sqrt{3} \tag{25}$$

iar pe (6) în (24) se obține:

$$\dot{\bar{\varepsilon}} = \dot{\gamma}/\sqrt{3} \tag{26}$$

Valorile periferice $\bar{\varepsilon}_s$ și $\dot{\bar{\varepsilon}}_s$ ale intensităților (25) și (26) se obțin prin introducerea lui (7) și respectiv (8), deci:

$$\bar{\varepsilon}_s = 0{,}218\, n \text{ și } \dot{\bar{\varepsilon}}_s = 0{,}0363\, N\,[s^{-1}] \tag{27}$$

În cazul tragerii țevilor componentele fizice ale vectorului viteză sînt:

$$v_r = -\, v_f r_f^2 \frac{\cos\theta}{2}; \qquad v_\theta = v = 0$$

unde: v_f — viteza finală a produsului tras;
iar tensorul vitezei de deformație are componentele:

$$D_{rr} = -\,2\,D_{\theta\theta} = -\,2D_{\varphi\varphi} = 2v_f r_f^2 \frac{\cos\theta}{3} \tag{29$_1$}$$

$$D_{r\theta} = \frac{1}{2} v_f r_f^2 \frac{\sin\theta}{r^3} \tag{29$_2$}$$

$$D_{\theta\varphi} = D_{r\varphi} = 0 \tag{29$_3$}$$

Înlocuind (29) în (22) și efectuînd calculele intermediare se obține :

$$\dot{\varepsilon} = \frac{2 v_f r_f^2}{r^3} \sqrt{1 - \frac{11}{12} \sin^2 \theta} \tag{30}$$

Întrucît $0 \leqslant \theta \leqslant \alpha = 12°$, iar radicalul din (30) avînd valori cuprinse între 0,98 și 1, poate fi luat egal cu unitate. De asemenea, se cunoaște că :

$$r = \frac{R_{0f}}{\sin \alpha}; \quad r_0 = \frac{R_0}{\sin \alpha} \tag{31}$$

în care : R_{0f} — raza exterioară finală a țevii ; R_0 — raza exterioară inițială a țevii rezultă din (20) că $\dot{\varepsilon}$ satisface pentru fiecare trecere dubla inegalitate :

$$\left(\frac{R_{0f}}{R_0}\right)^3 \frac{2 v_f \sin \alpha}{R_{0f}} \leqslant \dot{\varepsilon} \leqslant \frac{2 v_f \sin \alpha}{R_0} \tag{32}$$

Dacă în relația (27) înlocuim pe N cu viteza maximă de răsucire, adică 1500 rot/min, se obține o intensitate a vitezei periferice de deformație $\dot{\bar{\varepsilon}}_s = 5{,}47\ s^{-1}$. Aceasta înseamnă că la tragerea țevilor la rece trebuie folosite datele corespunzătoare vitezelor mari de răsucire în special în cazurile în care produsele fabricate au diametre mici și pereți subțiri.

Pentru echivalarea stării de deformație din timpul tragerii cu cea din epruvetele supuse răsucirii s-a folosit expresia :

$$\bar{\varepsilon}_f = \int_0^{t_f} \dot{\bar{\varepsilon}}\, dt \tag{33}$$

în care : t_f este momentul final în care particulele materiale părăsesc focarul de deformare. Întrucît fiecare particulă materială se deplasează pe o rază $\theta = \text{const}$, în care $dr = v_r\, dt$, din expresiile $(28)_1$, (30) și (33) rezultă :

$$\bar{\varepsilon}_f = \frac{2 \sqrt{1 - \frac{11}{12} \sin^2 \theta}}{\cos \theta} \ln \frac{r_0}{r_f} \tag{34}$$

Sau într-o formă mai simplificată :

$$\bar{\varepsilon}_f = 2 \ln \frac{R_0}{R_f} \tag{35}$$

Întrucît $r_0/r_{0f} = R_0/R_0$, iar pentru $0 \leqslant 0 \leqslant 12°$, se obține

$$1 \leqslant \frac{\sqrt{1 - \frac{11}{12} \sin^2 \theta}}{\cos \theta} \leqslant 1{,}0017$$

Ţinînd seama de faptul că seriile de trei treceri succesive sînt separate prin recoaceri intermediare care determină înlăturarea stării de ecruisare a materialului şi că raportul R_0/R_{0f} este aproximativ constant pentru toate trecerile, rezultă din (35) că intensitatea deformaţiei totale la sfîrşitul unei serii de trei treceri este :

$$\bar{\varepsilon}_f = 6 \ln \frac{R_0}{R_{0f}} \tag{36}$$

Valoarea maximă admisă pentru raportul R_0/R_{0f} la fiecare trecere este dată de expresia :

$$\ln \left(\frac{R_{0f}}{R_0} \right)_m = \frac{\gamma_r}{6\sqrt{3}} = 0{,}0961\, \gamma_r \tag{37}$$

unde : γ_r este valoarea deformaţiei periferice la rupere.

Reducerea procentuală maximă corespunzătoare fiecărei treceri este :

$$r_m\,\% = \left[1 - \left(\frac{R_{0f}}{R_0} \right)_m^2 \right] 100 \tag{38}$$

Efectuînd calcule rezultă că în cazul aliajului AlCu 4 Mg 1 pentru $\gamma_r = 1{,}26$ şi $(R_0/R_{0f})_m = 1{,}129$,

$r_m = 21{,}54\%$; aliajul AlMg 5, pentru $\gamma_r = 0{,}95$; $(R_0/R_{0f})_m = 1{,}095$,

$r_m = 16{,}67\%$; aliajul 6061, pentru $\gamma_r = 2{,}30$; $(R_0/R_{0f})_m = 1{,}248$,

$r_m = 35{,}79\%$

Concluzii

— Examinarea deformabilităţii la rece cu ajutorul epruvetelor torsionate a permis determinarea valorilor maxime ale deformaţiilor, pentru fiecare aliaj în parte, funcţie de tensiunea aplicată şi de viteza de deformaţie. Totodată, s-a putut preciza predispoziţia apariţiei fisurilor şi crăpăturilor cunoscînd numărul de rotaţii pînă la ruperea epruvetei.

— Aplicînd rezultatele încercării la răsucire la procedeul de tragere a ţevilor la rece din aliajele de aluminiu studiate s-a putut determina reducerea procentuală maximă pentru fiecare trecere.

— Rezultatele cercetărilor teoretice şi experimentale obţinute se pretează la generalizare, putînd fi aplicate la diferitele procedee de prelucrare prin deformare plastică cum sînt : tragerea (trefilarea), extruderea, laminarea etc.

BIBLIOGRAFIA

1. *Dieter, G.*, Metalurgia mecanică, Editura tehnică, Bucureşti, 1971.
2. *Atanasiu, N.*, Industria Uşoară, nr. 11, 1974, p. 577.
3. *Teodosiu, C.*, On the Elastic,viscoplastic Behaviour of Single Crystals, Summer School on Thermoplasticity, Jabtonna, 1973.
4. *Atanasiu N., Teodosiu, C.*, Cercetări asupra deformării şi ruperii la rece a aliajelor de aluminiu greu deformabile "Tehnologii noi de fabricaţie în construcţia de maşini" Vol. III, pag. 49, Universitatea din Galaţi, 1977.

The Reaserches C ncerning the C ld Plastic Deformation of the Aluminium Alloys

The purpose of the present study has been to define the relations amgon stresses, strains and strain rate for coldformed aluminium alloys.

The influence of strain rate upon the ductility and rupture strength of the respective alloys has likewise been determined.

The tests were carried out by torsioning the specimens of AlCu4Mg1, 5AlMg and AlMg1SiCu alloys within a wide range of twisting rates, up to 1500 revolutions per minute.

Using the results of the theoretical and experimental investigations, the maximum values of the strains that can be reached in drawing pipes from these alloys have been determined function of the stress applied and of the strain rate.

BULETINUL INSTITUTULUI POLITEHNIC „GHEORGHE GHEORGHIU-DEJ"
BUCUREȘTI
SERIA MECANICĂ
Tomul XL — 1978, Numărul 2

HIDRAULICĂ

C.Z.:532.5

SUR L'EROSION DUE A LA CAVITATIONS EN AVAL D'UN CYLINDRE CIRCULAIRE

GHEORGHE BĂRAN*

Le travail présente les principaux résultats de l'étude expérimental de l'érosion par cavitation en aval d'un cylindre circulaire. On établit la position des zones érodées et les conditions qui conduisent á l'intensité maximale de l'attaque du a la cavitation. On a essayé des épouvettes en béton dans une installation de type tunnel hydrodynamique, vérifiant en même temps la résistance a la cavitation de quelques résines epoxydiques utilisées comme materiau de protection.

Introduction

Les recherches effectuées avec des installations similaires (1 — 4) n'ont pas établi une explication satisfaissante de la position des zones d'érosion en aval du cylindre et dans l'étude de l'éroson ; elles n'ont pas considéré la hydrodynamique du sillage avec cavitation comme un facteur déterminant de l'intensité de l'attaque dû à la cavitation. Quelques aspects de ces problèmes sont élucidés dans le présent travail.

On a adopté l'hypothèse que le principal facteur, la cause spécifique de l'érosion par cavitation est de nature mécanique, due à l'écrasement des bulles de cavitation au voisinage des surfaces mouillées. Pendant le processus cyclique (5) d'écrasement, la destruction de la surface exposée est due aussi à l'action des mycrojets liquides résultés de la fragmentation des bulles.

1. L'installation experimentale

On a choisi une installation du type tunnel hydrodynamique, alimentée par une pompe avec $Q = 0{,}240$ m^3/s et $H = 2{,}4$ bar. La chambre d'essais a la séction rectangulaire (200 × 50 mm) et la longueur 600 mm ; trois parois sont transparentes pour pouvoir visualiser les phénomènes ; la paroi inférieure est représentée par l'éprouvette exposée à l'attaque de la cavitation. La cavitation est obtenue en aval d'un cylindre circulaire de diamètre $d = 50$ mm, situé au centre de la section, dont les génératri-

[1]) Ouvrage recu a la rédaction la 14 octobre 1977
* Asistent ing. au Chaire de hydraulique et machines hydrauliques.

ces sont perpendicuaires à la direction de l'écoulement. Pour déterminer la géomé trie du sillage on a utilisé une grille de 5 × 5 mm, tracée sur la paroi supérieure.

Pendant les essais de 4 heures, la température de l'eau a varié de ± 2°C, à cause du volume grand des réservoirs utilisés. Le contenu en gaz de l'eau utilisée, éstimé avec l'oxymètre, a indiqué la saturation pour une température de 18°C.

Afin de réduir la durée des essais et d'obtenir des résultats avec application pratique immédiate, on a essayé des éprouvettes en mortier de béton, désignées B1 B2, etc., ayant une épaisseure de 80 mm.

L'installation ne disposant pas d'un réglage indépendent de pression et de vitesse, les longueurs des sillages avec cavitation ont été limitées aux valeurs $1_c = 3d$ et $l_c = (4 + 5)d$, mesurées à partir de l'axe du cylindre. Pour ces sillages, on a déterminé la départition des pressions sur le cylindre, sur l'axe longitudinale du sillage, mesurée sur la paroi supérieure et sur la frontière du sillage, mesurée sur les parois latérales de la chambre d'sssais.

Résultats experimentaux

Les conditions d'essai à l'érosion due à la cavitation des éprouvettes sont présentées dans le Tableau 1. On a noté avec v_0 la vitesse moyenne du courant et avec p_0 la pression statique en amont du cylindre ; $\sigma = 2(p_0 - p_v)/\rho v_0^2$ est le coefficient de cavitation ; la longueur du silage avec cavitation est constante pour toute la série des essais ($1_c = 3d$).

Tableau 1

Conditions d'essai des éprouvettes de béton pour $1_c = 3d$

Eprouvettes	Durée de l'essai	v_0	p_0	σ	Volume érodé
	heures	m/s	bar	—	cm³
*B*2	11,50	12,95	0,499	1,735	18,20
*B*3	16,00	12,93	0,495	1,750	11,80
*B*4	6,75	13,15	0,526	1,735	17,40
*B*5	10,67	12,95	0,558	1,821	12,43

Dans la Fig. 1 on a représenté la variation temporelle de l'érosion pour quatre éprouvettes essayées et dans la Fig. 2 l'aspect d'une des éprouvettes après l'essai.

A la suite de l'analyse de l'évolution spatio-temporelle de l'érosion ont peut observer que :

— les premiers foyers d'érosion apparaissent dans la zone de contact avec la frontière liquide et sont disposés de façon symétrique par raport à l'axe du sillage à une distance de apr. 2d (mesurée à partir de l'axe du cylindre) ;

— l'érosion se développe au voisinage de ces foyers, avec prépondérance en profondeur ;

— la surface des éprouvettes au voisinage du cylindre et de la queue du sillage ne présente pas des traes importantes d'érosion ;

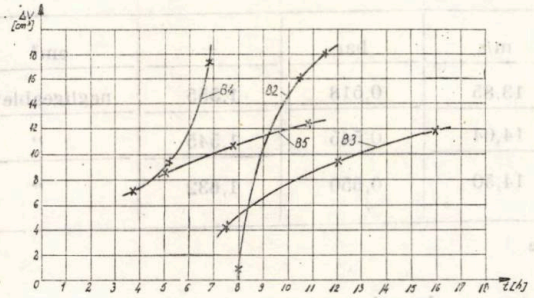


Fig. 1. Evolution de l'érosion des eprouvettes en mortier de béton.

— l'érosion a un caractère local n'affectant pas toute la surface exposée ; sa évolution temporelle pour quatre des éprouvettes identiques essayées n'est pas la même, à cause de l'inhomogénéité du materiau.

Les surfaces érodées ont été réparées par plombage avec des résines epoxydiques. Leure recette, ainsi que la technologie de plombage appartient à l'Institut d'Etudes et Projections Hydroénergétiques de Bucarest. Les éprouvettes plombées, désignées B1R, B2R, etc. ont été de nouveau essayées à l'aide de la même installation, dans les conditions mentionnées dans le Tableau 2 ; la longueuer du sillage avec cavitation a été maintenue constante ($l_c = 3d$). L'aspect d' une des éprouvettes après l'essai est montré dans la Fig. 3.

Les surfaces plombées ont devenu lisses avec des déformations en forme d'empreintes, disposées de la même manière que les érosions des éprouvettes en béton. Les érosions constatées sur les surfaces plombées ne sont pas importantes, ressemblant à des marques d'aiguille. L'augmen tation de la longueuer du sillage, baisse l'intensité de l'attaque dû à la cavitation, de sorte que pour des sillages avec $l_c = (4 - 5)d$, on n'a pas constaté des érosions sur la surface des éprouvettes en béton.

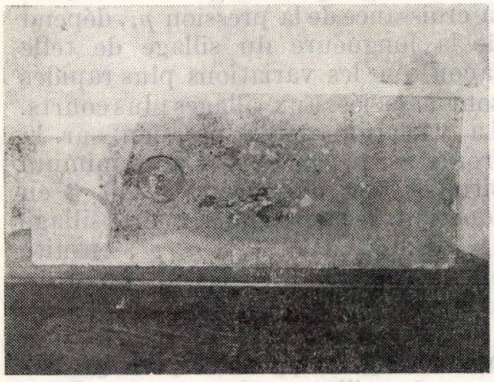


Fig. 2. L'aspect d'une éprouvette$_c$ après l'essai.

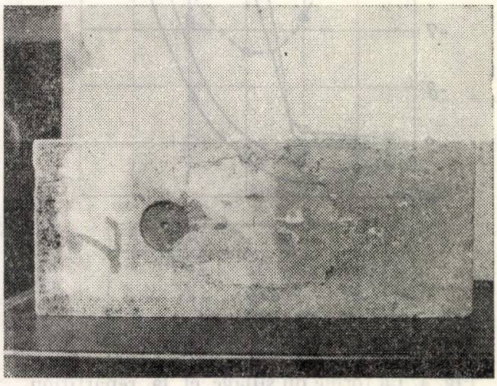


Fig. 3. L'aspect d'une éprouvette plombée après l'essai.

Tableau 2

Conditions d'essai des éprouvettes plombées ; $1_c = 3d$

Eprouvette	Durée de l'essai	v_0	p_0	σ	Volume érodé
	heures	m/s	bar	—	cm³
B1R	26,5	13,85	0,518	1,555	negligeable*
B2R	30,5	14,04	0,545	1,545	"
B3R	19,0	14,50	0,650	1,632	"

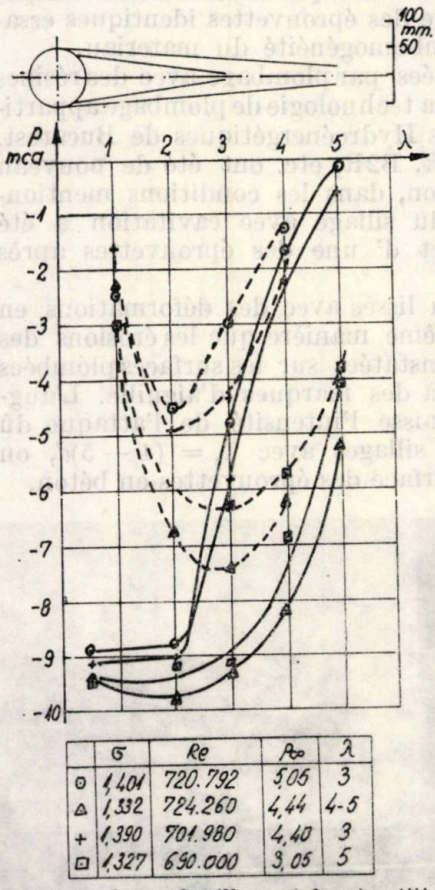
* de l'ordre de quelques mm²

On a étudié en même temps la répartition des pressions dans le sillage et sur sa frontière. En négligeant la variation de la pression sur la normale on a approximé la pression sur la frontière par la pression mesurée sur les parois latérales ; la pression dans la sillage a été mesurée le long de l'axe longitudinale sur la paroi supérieure de la chambre d'essai.

On a déterminé aussi la forme du sillage pour deux cas : $1_c = 3d$ et $1_c = 5d$. Les résultats obtenus sont représentés sur la Fig. 4. On a noté avec $\lambda = l/d$ la distance mesurée à partir de l'axe de cylindre rapporteé au diamètre du cylindre.

On constate qu'au voisinage du cylindre ($\lambda < 2$) la pression dans le sillage, p_s, est à peu près constante ; les valeurs plus basses correspondent à des sillages plus longs. Pour $\lambda > 2$, la croissance de la pression p_s, dépend de la longueure du sillage de telle façon que les variations plus rapides sont associées aux sillages plus courts. La variation de la pression sur la frontière, p_f, passe par un minimum situé à une distance $\lambda = 2 \div 3$ en fonction de la longueuer du sillage 1_c. Jusqu'à ce point, $p_f \ll p_s$, ensuite elles deviennent égales en aval du sillage.

Généralement les gradients des pressions p_s et p_f sont plus grands pour des sillages plus courts. Pour les sillages ayant la longueur $\lambda = 3$



	σ	Re	A_∞	λ
○	1,401	720.792	5,05	3
△	1,332	784.260	4,44	4-5
+	1,390	701.980	4,40	3
□	1,327	690.000	3,05	5

Fig. 4. La forme du sillage et la répartition des pressions dans le sillage (———) et sur sa frontière (— — — —).

les zones d'apparition et du développement de l'érosion coincident avec celles du minimum de la pression sur la frontière de d'augmentation de la pression dans le sillage.

3. Discution et interprétation des résultats

Les résultats expériementaux concernant la répartition des pressions dans le sillage conduisent à un modèle simplifié du sillage plan avec cavitation. Ainsi donc, en absence de la cavitation au voisinage des points de décollement, le courant principal se ramifie en deux autres courants assimilés à des jets. La dépression formée à l'intérieur de l'espace ainsi délimité, conduit à la succion des jets et à leur raccordement en aval. La baisse de la pression statique en amount conduit à l'apparition de la cavitation au voisinage de l'obstacle ou dans le sillage, en fonction des valeurs locales de la pression.

L'éspace occupé par le fluide en mouvement peut être considéré comme la réunion de deux domaines : l'extérieur du sillage dans lequel le mouvement peut être approximé irrotationnel et l'intérieur du sillage dans lequel le mouvement se fait avec des tourbillons. Un tel modèle de l'écoulement visqueux, permanent et plan, conduit à l'existence des discontinuités de la pression à travers la frontière commune des deux domaines, supposant le sillage de longueuer infinie (6).

En même temps, la frontière du sillage avec cavitation, constitue une ligne de discontinuité pour le contenu en vapeur, exprimé par le titre des vapeurs, x, Ainsi $x = 0$ pour les jets voisins au sillage et il est à peu près constant à l'intérieur, parce que du point de vue physique l'intérieur du sillage est formé par un mélange d'eau et de vapeurs, dans lequel les processus dominants sont la vaporisation et la condansation et non pas l'écrasement des bulles.

Le phénomène d'écrasement suppose l'existence d'une masse de liquide tout autour de la bulle et une variation brusque de la pression dans le liquide.

Si on considère la frontière du sillage formée par le liquide où il y a des bulles isolées de vapeurs, il résulte que l'écrasement des bulles peut arriver seulement sur la frontière ce qui explique la localisation des zones d'érosion établie par les expériences.

Décollées du cylindre, ou bien formées dans les tourbillons, les bulles restent en équilibre dynamique jusqu'à ce que la tendance de croissance de la pression statique dans le jet extérieur soit équilibrée par l'effet de succion au voisinage du cylindre ; par conséquence la pression dans le jet baisse de façon continue jusqu'à une certaine distance du cylindre. Ensuite elle commence à croître suffisamment pour produir la même effet dans le sillage, ainsi que le premier écrasement des bulles arrivera dans les zones ou la variation de la pression sur la frontière passe par une valeur minime ; soit S_i la coordonnée curviligne de cette zone, N le nombre total des bulles qui existent dans une unité de volume de la frontière et N_i le nombre des bulles écrasées jusqu'à la distance S_i. Dans le cas des écoulements parallèles à la surface exposée le nombre des bulles écrasées sur la distance $s < S_i$ est négligeable.

Le nombre N peut être calculé à l'aide des formules établies en (7). Pour N constant, le nombre N dépend de la variation de dp/ds dans la sillage au voisinage du point S_i et pour une première approximation peut être considéeé :

$$N_i \sim dp\,/ds \qquad \text{pour} \qquad S_i < s < S_i + \Delta s$$

A partir des données expérimentales la variation de dp/ds pour $S_i = (2 - 3)$d est deux fois plus grande pour les sillages avec $1 = 3d$ que pour ceux avec $1_c = (4 - 5)d$. Il suit de là que pour la géométrie considérée de l'écoulement, l'intensité de l'attaque de la cavitation sera maximale pour $1_c = 3d$.

Examinant l'aspect des surfaces exposées à l'attaque de la cavitation on obtient des informations concernant le mécanisme de l'érosion due à la cavitation. La présence des empreintes et des piqures très fines, montre que l'écrasement des bulles ajouté à l'effet des mycrojets conduit à la destruction des surfaces exposées.

Conclusions

1. On établit les conditions de l'intensité maximale de l'attaque de la cavitation et la position des zones d'érosion maximale en aval d'un cylindre circulaire.

2. On propose un mécanisme de l'attaque due à la cavitation, selon lequel, dans les sillages avec cavitation l'érosion se produit sur la frontière liquide, dans les zones où le gradient de pression dans l'axe du sillage et sur la frontière change de signe.

3. L'érosion du béton n'est pas uniforme à cause de l'inhomogénéité du materiau. On peut distinguer une période d'incubation de l'érosions qui, pour les conditions précisées dans le Tableau 1, est de l'ordre de troi heures.

4. Les résines epoxydiques utilisées comme materiau de protection des zones exposées à l'attaque de la cavitation ont une très bonne résistence, comparable à celle des aciers inoxydables. Elles peuvent être utilisées avec succès pour le placage des ouvrages hydrotechnique exposés à la attaque de la cavitation (aspirateurs des turbines, etc.).

BIBLIOGRAPHIE

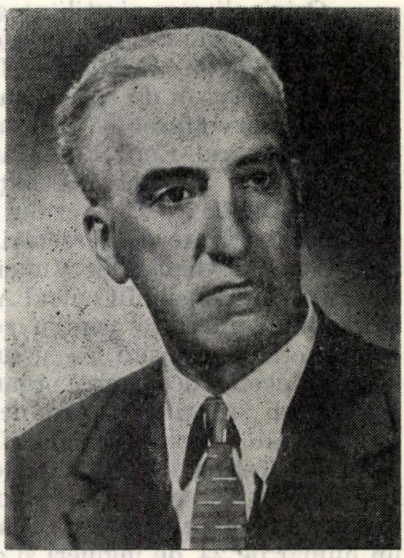
1. *Knapp, R., Daily, J., Hamitt, F.*, Cavitation, McGraw Hill, New York 1970
2. *Salnev, K. K.*, Izv. Ak. N., SSSR, OTN, 1954, Nr. 6, p. 111
3. *Varga, I.*, Ostreich icsche Ingenieur Zeitschrift, Heft 8, p. 265, 1968
4. Rao S; La Houille Blanche, 1969, Nr 1, p. 113
5. *Popoviciu, M.*, Proc. of the 4th Conf. on Fluid Mach. Ak. K, Budapest, 1972, p. 1031
6. *Kocin, N. E.*, Teoreticeskaia ghidromehanica, Izd. Fiz. Mat. Lit., t.II, Moskva, 1963
7. *Ancuşa, V., Anton, I.*, Proc. of the 4 th Conf. on Fluid Mach. Ak. K, Budapest, 1972, p. 73

Asupra eroziunii cavitaţionale în avalul unui cilindru circular

În lucrare se prezintă rezultate obţinute în studiul experimental al eroziunii cavitaţionale din avalul unui cilindru circular. Se localizează zonele de eroziune şi se determină condiţiile de maximă intensitate ale atacului cavitaţional. Încercările s-au efectuat într-o instalaţie de tip unele hidrodinamic cu epruvete din beton. S-a verificat totodată rezistenţa la cavitaţie a unor răşini epoxidice

BULETINUL INSTITUTULUI POLITEHNIC „GHEORGHE GHEORGHIU-DEJ"
BUCUREȘTI
SERIA MECANICĂ
Tomul XL — 1978, Numărul 2

Profesor doctor docent EMIL BOTEZ



La 19 mai 1978 a încetat din viață după o lungă și grea suferință profesorul doctor docent EMIL BOTEZ.

Născut la 10 martie 1914 la București, a urmat cursurile Liceului Internat din Iași și ale Școlii Superioare de Arte și Meserii din aceeași localitate, apoi Institutul Politehnic Iași unde a intrat ca bursier al Academiei Române. După absolvirea Facultății de Electromecanică cu calificativul „magna cum laude", a funcționat ca șef al Biroului de proiectare scule dispozitive și verificatoare și ca inginer șef al Serviciului Mecanic — șef al Uzinei Mecanice Cugir, apoi ca inginer șef la Întreprinderea de Arte grafice „Universul" din București.

În anul 1948 a fost numit profesor la Institutul Politehnic București, decan al Facultății de Mecanică și șef al catedrei de „Mașini — unelte și scule".

Profesorul Emil Botez este întemeietorul școlii românești de cercetare în domeniul mașinilor — unelte și al sculelor. A elaborat majoritatea cursurilor, lucrărilor experimentale, a temelor de proiect de an și de diplomă ale secției de Mașini — unelte și scule, realizînd și organizînd primele laboratoare didactice de Mașini — unelte din țară.

Profesorul doctor docent Emil Botez s-a remarcat ca un mare om de știință, deschizător de drumuri, întemeietor al teoriei generării suprafețelor pe mașini — unelte, al teoriei lanțurilor cinematice generatoare, a lanțurilor cinematice de filetare, de talonare, rulare și divizare, teorii ce desăvîrșesc și completează teoria mașinilor — unelte. În aceste teorii introduce noțiuni originale printre care o deosebită importanță o are noțiunea de „mecanism fictiv" ea permițînd studierea cinematicii și dinamicii lanțurilor cinematice închise dintr-un punct de vedere complex și cu totul nou.

Activitatea sa de cercetare în domeniul Mașinilor — unelte, dispozitivelor, sculelor și tehnologiilor de așchiere, s-a concretizat într-un număr

de 24 tratate, manuale şi cursuri, 64 studii ştiinţifice, 82 articole publicate în reviste de specialitate în ţară şi străinătate, 32 comunicări în ţară şi peste hotare, numeroase contracte de colaborare cu întreprinderi industriale şi institute de proiectări şi cercetări, inventarea angrenajului cilindric hipocicloidal şi al procedeului trihipocicloidal de prelucrare a acestui angrenaj.

Tratatele „Angrenaje", „Cinematica maşinilor — unelte", „Bazele generării suprafeţelor pe maşini — unelte", „Acţionarea hidraulică a maşinilor — unelte", „Tehnologia programării numerice a maşinilor — unelte", apariţii unice în ţara noastră dezvoltă teorii care stau la baza cursurilor predate la catedra maşini — unelte şi scule din Institutul politehnic Bucureşti, iar în ultimii ani şi la catedrele de specialitate din Institutele politehnice din Iaşi, Cluj şi la Universitatea din Braşov.

Originalitatea şi utilitatea teoriei lanţurilor cinematice a fost remarcată şi în străinătate, unde profesori ca Acerkan şi Fedotenok — U.R.S.S. Peters — Belgia, Micheleti — Italia, Berthold — R.D.G., prin scrisori sau recenzii la reviste de specialitate au elogiat contribuţia profesorului Emil Botez la dezvoltarea Teoriei maşinilor-unelte.

Profesorul Emil Botez a desfăşurat în paralel o bogată activitate de sprijinire a economiei naţionale în plină dezvoltare, ca membru în Consiliul tehnic al Ministerului Metalurgiei şi Construcţiilor de Maşini sau ale unor institute de cercetări ca şi în cadrul Comitetului de conducere şi în Consiliul Oamenilor Muncii al Centralei Industriale de maşini-unelte. A activat în Consiliul Central A.S.I.T. organizînd consfătuiri, simpozioane şi ţinînd conferinţe pentru sectorul de maşini-unelte şi de tehnologia construcţiei de maşini, ca şi în Comisia Comitetului municipal Bucureşti, a secţiei economice pentru organizarea, îndrumarea şi controlul introducerii organizării ştiinţifice a producţiei la 23 de întreprinderi din Bucureşti.

O altă formă de manifestare a personalităţii profesorului Emil Botez a fost şi activitatea de conducător de doctorat la specialităţile Maşini-unelte şi scule şi Tehnologia construcţiei de maşini. Sub îndrumarea competentă a profesorului Emil Botez şi-au elaborat tezele de doctorat un număr de 24 de ingineri şi cadre didactice, astăzi specialişti sau profesori de renume, iar alţi 27 de doctoranzi sînt în stadiu de elaborare sau finalizare a tezei de doctorat.

Pentru activitatea sa ştiinţifică deosebită, pentru activitate meritorie în domeniul instruirii şi educării studenţilor şi pentru contribuţia adusă la dezvoltarea învăţămîntului şi culturii în patria noastră, profesorul doctor docent Emil Botez a fost distins în anul 1964 cu Medalia Muncii iar în anul 1972 i s-a conferit Ordinul Steaua Republicii Socialiste România.

Prin încetarea din viaţă a profesorului doctor docent Emil Botez Institutul Politehnic Bucureşti, învăţămîntul superior din ţara noastră, pierde pe unul dintre cei mai devotaţi slujitori ai săi, pe omul de ştiinţă remarcabil, care a avut o contribuţie substanţială la dezvoltarea pe o treaptă superioară, atît a învăţămîntului tehnic superior, pentru a cărui integrare cu cercetarea şi producţia a militat, cît şi al industriei constructoare de maşini din ţara noastră.

Acad. RADU P. VOINEA
Rectorul Institutului politehnic Bucureşti

I.P.I.—c. 312

40 480

BULETINUL INSTITUTULUI POLITEHNIC „GHEORGHE GHEORGHIU-DEJ" BUCUREŞTI SERIA MECANICĂ

apare trimestrial, în continuarea vechilor periodice ştiinţifice : „Bulletin de Mathematiques et de Physique pures et apliquées", „Buletinul Politehnicei din Bucureşti" şi Buletinul Institutului politehnic „Gheorghe Gheorghiu-Dej" Bucureşti.

Organizat pe baze noi, el reflectă în primul rînd activitatea ştiinţifică a corpului didactic din institut. În limita spaţiului disponibil, se pot publica şi lucrări ştiinţifice ale colaboratorilor din afara institutului.

Corespondenţa privind articolele, schimburile de publicaţii şi abonamentele se fac pe adresa institutului.

BULETINUL INSTITUTULUI POLITEHNIC „GHEORGHE GHEORGHIU-DEJ" BUCUREŞTI РАЗДЕЛ МЕХАНИКИ

выходит четыре раза в год, являясь продолжением прежних научных периодических журналов „Bulletin de Mathématiques et de Physique pures et appliqués"., „Buletinul Politehnicii din Bucureşti", и Buletinul Institutului politehnic „Gheorghe Gheorghiu-Dej" Bucureşti.

Составленый на новых основах, он отражает в первую очередь научную деятельность преподавательского состава Бухарестского политехнического институте. В пределахво вможностей будут публиковаться и научно-исследовательские работы специалистов извне.

Переписка обмен периодическими изданиями и подписка производятся по адресу института.

BULETINUL INSTITUTULUI POLITEHNIC „GHEORGHE GHEORGHIU-DEJ" BUCUREŞTI SERIES OF MECHANICS

The Bulletin is issued quarterly, continuing the old scientific periodicals : „Bulletin de Mathématiques et de Physique pures et appliquées", „Buletinul Politehnicei din Bucureşti" and Buletinul Institutului politehnic „Gheorghe Gheorghiu-Dej" Bucureşti.

Organized on a new basis, it primarily reflects the scientific activity of the academic staff from Institute. Researchers from ontside the institute can also publish their papers within the available space.

The correspondance regarding the articles, change of publications and subscriptions are sent to the of the Institute.

BULETINUL INSTITUTULUI POLITEHNIC „GHEORGHE GHEORGHIU-DEJ" BUCUREŞTI SÉRIE MECANIQUE

paraît tous les trois mois, continuant les anciens periodiques scientifiques : „Bulletin de Mathématiques et de Physique pures et appliquées", „Buletinul Politehnicei din Bucureşti" et Buletinul Institutului politehnic „Gheorghe Gheorghiu-Dej" Bucureşti.

Organisé sur de nouveaux principes il reflète tout d'abord l'activité scientifique du corps enseignant de l'Institut. Dans la limite de l'espace disponible on peut y publier aussi les travaux scientifiques des collaborateurs de l'extérieur.

L'adresse pour la correspondance concernant les articles, les echanges de publications et les abonnamants est :

Adresa :

INSTITUTUL POLITEHNIC „GHEORGHE GHEORGHIU-DEJ" BUCUREŞTI ROMÂNIA
Splaiul Independenţei nr. 313
Căsuţa Poştală nr. 2356
(pentru Buletinul Institutului)
Seria Mecanică

1979 MAR 16

Lei 20

F 1130/3

BULETINUL INSTITUTULUI POLITEHNIC „GHEORGHE GHEORGHIU-DEJ" BUCUREȘTI

SERIA MECANICĂ

TOMUL XL NUMĂRUL 3 ANUL 1978,
IULIE—SEPTEMBRIE

COMITETUL DE REDACȚIE

REDACTOR RESPONSABIL : Academician *Radu Voinea*

MEMBRII : Prof. dr. ing. *Constantin Bălă* (redactor responsabil adjunct) ; Prof. dr. docent ing. *Gheorghe Buzdugan*, membru corespondent al Academiei Republicii Socialiste România ; Prof. dr. docent ing. *Gheorghe Cartianu*, membru corespondent al Academiei Republicii Socialiste România ; Prof. dr. docent ing. *Virgil Constantinescu* ; Prof. dr. ing. *Alexandru Dănescu* ; Prof. dr. ing. *Gleb Drăgan* ; Prof. dr. ing. *Nicolae Geru* ; Prof. dr. ing. *Berthold Grünwald* ; Prof. dr. *Ion Grădișteanu* ; Prof. dr. ing. *Gheorghe Hortopan* ; Prof. ing. *Jean Moncea* ; Academician *Ecaterina Ciorănescu Nenițescu* ; Prof. dr. ing. *Aurel Oprean* ; Prof. dr. ing. *Mircea Petrescu* ; Prof. dr. ing. *Ion Popescu* ; Prof. dr. ing. *Marin Rădoi* ; Prof. dr. ing. *Marcel Segărceanu* ; Pof. dr. ing. *Călin Sergiu* (secretar științific) ; Prof. dr. *Octavian Stănășilă* ; Prof. dr. docent ing. *Ion Teodoru* , Prof. dr. docent *Rodica Vîlcu*.

Editor : Institutul politehnic „Gheorghe Gheorghiu-Dej" București, Splaiul Independenței 313, Tel. 31.40.10, România, Căsuța poștală 2356

Readers from abroad can get subscriptions for this rewspaper trough ILEXIM import-export press, 13 Decembrie St. Nr. 3, P.O.B. 2001, telex 011226, Bucharest ROMÂNIA

1979 MAR 14

Sumar

MATEMATICA

D. Filipescu
Une valeur moyenne pour l'ntégrale de la courbure moyenne 3

C. Radu
Curgerea materialelor polimere într-un canal cilindric de secțiune necirculară 5

MECANICA

R. Voinea, Mariana Frățilă
Aspecte privind vibrațiile automobilelor cu diferite tipuri de suspensii 13

MOTOARE CU ARDERE INTERNĂ

B. Grünwald, M. Vioreanu, Mihaela Boncoi-Vioreanu
Cercetări p rivind procesul de admisie la motoarele de autovehicule în patru timpi 29

Gh. Borilă, I. Sipoș
Metode de calcul al penetrației jeturilor de combustibil și al duratei de întîrziere la aprindere cu utilizarea calculatoarelor numerice 37

TERMOTEHNICA

Al. Dănescu, St. Petrescu, S. Dimitriu, T. Brusalis
Probleme actuale privind utilizarea energiei solare în instalațiile termoenergetice 49

ORGANE DE MAȘINI

Elena Mirită, C. Sandu
Sistematizarea și algoritmarea proiectării calitative a unui sistem de acționare. Alegerea sistemului de acționare optim 55

M. Dumbravă
Asupra posibilității aplicării grafurilor de fluență în studiul lagărelor hidrostatice 63

TE HNOLOGIA CONSTRUCȚIEI DE MAȘINI

V. Tache, C. Neagu
Influența erorilor de reglare și a jocurilor din sistemul tehnologic asupra preciziei de prelucrare a pieselor sferice, obținute prin strunjire după metoda generării cinetice 71

MAȘINI-UNELTE ȘI SCULE

E. Botez, A. Ghionea
Generarea danturii curbe polihipocicloidale pe cremalieră 79

V. Tabără, I. Mașala
Calculul duratei efective a procesului de așchiere în cazul strunjirii plane pe strungul carusel 89

Th. Borangiu
Considerații privind sistemul dinamic mașina unealtă-proces de așchiere ca obiect al reglării adaptive 95

HIDROTEHNICA

Julieta Florea, D. Robescu, T. Petrovici
Aspecte ale proiectării hidrodinamice a aeratoarelor mecanice de suprafață cu rotor și ax vertical 103

BULETINUL INSTITUTULUI POLITEHNIC „GHEORGHE GHEORGHIU-DEJ"
BUCUREȘTI
SERIA MECANICĂ
Tomul XL — 1978, Numărul 3

MATEMATICĂ

C.Z. 513.73/74

UNE VALEUR MOYENNE POUR L'INTÉGRALE DE LA COURBURE MOYENNE

DUMITRU FILIPESCU *

On considère un système de m corps convexes $K_1, K_2, \ldots, K_m$ qui coupent un corps convexe de position fixe K_0 et notant par K_r^m la configuration géométrique avec les points communs pour r des m corps convexes donnés, aléatoires comme position par rapport à la mesure cinématique, en établit un valeur moyenne pour l'intégrale de la courbure moyenne de la configuration géometrique $K_0 \cap K_m$.

De cette formule résulte la formule correspondante donnée par Santalò.

I. Introduction. Dans le travail [1], on considère m corps convexes K_1, $K_2, \ldots, K_m$, égaux, indépendantes, [2], aléatoires comme position par rapport a la mesure cinématique de l'espace euclidien E_n, qui coupent un corps de position fixe K_0. On note par K_m^r la configuration géométrique formée avec les points communs pour r des m figures convexes données et on trouve une formule intégrale pour la caractéristique μ, $W_{\mu m}^r$ de la configuration $K_0 \cup K_m^r$ donnée par :

$$\int W_{\mu m}^r dK_1 dK_2 \ldots dK_m = c_n W_0(K_0) \sum_{q=1}^{\mu} \sum_{t=0}^{q} \binom{m}{q}\binom{q}{t}.$$

$$\{K_1 \cap K_0 \neq 0, \ldots, K_m \cap K_0 \neq 0\}$$

$$\binom{m-q}{r-q+t} c_n [W_0(K)]^{r-q+t} \left[c_n \omega_n^{-2} \sum_{\lambda=1}^{n} D_{\lambda,n} W_{n-\lambda}(K_0) W_\lambda(K) \right]^{m-r-t} \times$$

$$\times (c_n \omega_n^{-1})^{q-1} \sum_{\lambda_1, \lambda_2, \ldots, \lambda_q}^{\mu} \widetilde{K}(\lambda_1, \ldots, \lambda_q) \prod_{i=1}^{q} W_{\lambda_i}(K_i) + \qquad (1)$$

$$+ \sum_{q=1}^{\mu} \sum_{t=0}^{q-1} \binom{m}{q-1}\binom{q-1}{t}\binom{m-q+1}{r-q+t+1} c_n [W_0(K_0)]^{r-q+t+1} (c_n \omega_n^{-1})^{q-1} \times$$

$$\times \left[c_n \omega_n^{-2} \sum_{\lambda=1}^{n} D_{\lambda,n} W_{n-\lambda}(K_0) W_\lambda(K) \right]^{m-r-t} \sum_{\lambda_0, \lambda_1, \ldots, \lambda_{q-1}}^{\mu} K(\lambda_0, \lambda_1, \ldots, \lambda_{q-1}) \prod_{i=0}^{q-1} W_{\lambda_i}(K_i)$$

Ouvrage reçu à la redaction le 25 janvier 1978
* Lector dr. ing. Chaire de mathématique III

II. Si $n = 3$ et $\mu = 2$, alors $W_{2m}^r = \bar{H}_m^r$ où $\bar{H}_m^r$ est l'intégrale de la courbure moyenne de la configuration géométrique $K_0 \cap K_m^r$ dans l'espace euclidien E_3; $K_1, K_2, \ldots, K_m$ sont m corps convexes, égaux, aléatoires comme position par rapport a la mesure cinématique de l'espace euclidien E_3, de volume V, d'aire S, l'intégrale de la courbure moyenne $\bar{H}$ et K_0 un corps convexe de position fixe, de volume V_0, l'aire de la frontière ∂K_0 égale a S_0, l'intégrale de la courbure moxenne $\bar{H}_0$.

Donc, de (1) pour $n = 3$ et $\mu = 2$ résulte la formule intégrale :

$$\int_{(K_1 \cap K_0 \neq 0, \ldots, K_m \cap K_0 \neq 0)} \bar{H}_m^r \, dK_1 dK_2 \ldots dK_m = 8\pi^2 V_0 m \bar{H} \binom{m-1}{r-1} (8\pi^2 V)^{r-1} A^{m-r} +$$

$$+ 8\pi^2 V_0 m \bar{H} \binom{m-1}{r} (8\pi^2 V)^r A^{m-r-1} + 4\pi^6 V_0 S^2 \binom{m}{2} \binom{m-2}{r-2} (8\pi^2 V)^{r-2} A^{m-r} +$$

$$+ 8\pi^6 V_0 S^2 \binom{m}{2} \binom{m-2}{r-1} (8\pi^2 V)^{r-1} A^{m-r-1} + 4\pi^6 V_0 S^2 \binom{m}{2} \binom{m-2}{r} (8\pi^2 V)^r A^{m-r-2} +$$

$$+ \binom{m}{r} \bar{H}_0 (8\pi^2 V)^r A^{m-r} + \frac{m}{2} \pi^4 S_0 S \binom{m-1}{r-1} (8\pi^2 V)^{r-1} A^{m-r} + \tag{2}$$

$$+ \frac{m}{2} \pi^4 S_0 S \binom{m-1}{r} (8\pi^2 V)^r A^{m-r-1}.$$

où

$$A = 8\pi^2 V_0 + 2\pi (S_0 \bar{H} + S \bar{H}_0) \tag{3}$$

De (2) suit la valeur moyenne $E(\bar{H}_m^r)$, [4] :

$$E(\bar{H}_m^r) = \frac{\int_{(K_1 \cap K_0 \neq 0, \ldots, K_m \cap K_0 \neq 0)} \bar{H}_m^r dK_1 dK_2 \ldots dK_m}{[8\pi^2 (V + V_0) + 2\pi (S_0 \bar{H} + S \bar{H}_0)]^m} \tag{4}$$

Si $m = r$, de (2) résulte la formule intégrale donnée par Santalò dans [3], pour des corps convexes égaux.

BIBLIOGRAPHIE

1. *Filipescu D.*, Annales de la Faculté de Sciences, Univ. National du Zaire, vol. III nr. 1, du Zaire, vol. II nr. 1, Juin 1977.
2. *Kendall, M. G., Moran, P.A.P.*, Geometrical probability, C. Griffin, Londres 1963.
3. *Santalò, L. A.*, Uber das kinematische Mass in Raum, Ed. Hermann Paris, 1936.
4. * * *Introduction to integral geometrie. Act. Sci. et Ind. N° 1198, Hermann, Paris 1953.
5. *Vranceanu G.*, Géométrie Différentielle, Bucarest, 1947.

O valoare medie pentru integrala curburii medii

Se consideră un sistem format din m corpuri convexe $K_1, K_2, \ldots K_m$ care intersectează un corp convex de poziție fixă K_0 și notînd prin K_m^r configurația geometrică cu punctele comune pentru r din cele m corpuri convexe date, aleatoare ca poziție în raport cu măsura cinematică, se stabilește o valoare medie pentru integrala curburii medii a configurației geometrice $K_0 \cap K_m^r$

Din această formulă rezultă formula corespunzătoare dată de către Santalo.

BULETINUL INSTITUTULUI POLITEHNIC „GHEORGHE GHEORGHIU-DEJ"
BUCUREȘTI
SERIA MECANICĂ
Tomul XL — 1978, Numărul 3

C.Z. :517.5 :532.1 :678.7

CURGEREA MATERIALELOR POLIMERE ÎNTR-UN CANAL CILINDRIC DE SECȚIUNE NECIRCULARĂ

CONSTANTIN RADU*

Se studiază curgerea norectilinie staționară a materialului polimer printr-un canal de secțiune necirculară folosind elemente de teoria matricelor și a funcțiilor de matrice. S-au folosit rezultatele din lucrarea [6]. În finalul lucrării se tratează un exemplu practic care să ilustreze teoria generală expusă în cuprinsul lucrării.

1. În lucrarea [1] Litvinov stabilește ecuațiile de bază pentru curgerea rectilinie a unui material polimer printr-un canal cilindric cu secțiune circulară, considerînd polimerul ca un fluid vîscos-elastic neliniar.

W. Semionow [2] studiind experimental curgerea polimerului (acetatul de celuloză) printr-un canal cilindric de secțiune eliptică a arătat că este imposibilă curgerea rectilinie datorită apariției unui curent transversal pe lîngă curentul longitudinal de bază. Huppler [3] și White [4] studiind aceeași problemă au arătat că viteza transversală este foarte mică în comparație cu viteza longitudinală. Bazîndu-ne pe aceste rezultate vom studia curgerea nerectilinie staționară a polimerului printr-un canal cilindric de secțiune arbitrară (admițînd că inițial curgerea este rectilinie).

2. Admitem că materialul polimer se comportă ca un fluid izotrop incompresibil în care tensiunea este determinată de istoria deformației. Dacă cu A_1 desemnăm tensorul cinematic al vitezei de deformație, cu A_2 tensorul cinematic al accelerației, cu A_n tensorul accelerației de ordinul „$n-1$", atunci tensorul tensiune σ se determină din egalitatea :

$$\sigma = -pI + F(A_1, A_2, A_3, \ldots) \tag{2.1}$$

în care p este presiunea hidrostatică, I tensorul unitate iar F este o funcție tensorială simetrică.

Componentele tensorilor $A_n = \|A_{ij}^{(n)}\|$, $n = 1, 2, 3, \ldots$, într-un sistem cartezian fixat, au forma [4]:

$$A_{ij}^{(1)} = \frac{\partial v_i}{\partial x_i} + \frac{\partial v_i}{\partial x_i}; \ldots ; \quad A_{ij}^{(n)} = \frac{\partial}{\partial t}(A_{ij}^{(n-1)}) + v_k \frac{\partial A_{ij}^{(n-1)}}{\partial x_k} -$$

$$- \frac{\partial v_i}{\partial x_m} A_{mj}^{(n-1)} - \frac{\partial v_i}{\partial x_m} A_{im}^{(n-1)} \qquad n = 1, 2, 3, \ldots, \tag{2.2}$$

Manuscris predat redacției la data de 26 iulie 1977.
* Lector dr. la Catedra de matematici I.

Presupunem că mediul examinat se mişcă staţionar într-un canal cilindric cu secţiune arbitrară iar cilindrul are generatoarele paralele cu axa oz. Iniţial mişcarea este rectilinie. Considerăm curentul care se formează în cilindrul de lungime infinită cu viteza $\vec{v}$, de componente,

$$v_x = v_x(x, y), \quad v_y = v_y(x, y), \quad v_z = v_z(x, y) \tag{2.3}$$

În concordanţă cu datele experimentale enumerate mai sus, putem presupune curentul transversal mult mai mic în comparaţie cu cel longitudinal.

Deoarece istoria deformaţiei produsă de vitezele v_x şi v_y poate fi considerată ca istorie cu normă mică [7], atunci abstracţie făcînd de termenii de ordinul al II-lea se pot considera componentele v_x şi v_y doar în primul tensor cinematic.

Această presupunere conduce la concluzia că componentele v_x şi v_y împreună cu derivatele lor, vor intra numai în primul tensor cinematic A_1, deoarece ceilalţi tensori fiind de ordin superior lui A_1 vor conţine pe v_x, v_y şi derivatele lor, la diverse puteri care vor fi incomparabil mai mici decît termenii ce conţin pe v_x şi v_y din componentele lui A_1.

Avînd în vedere această presupunere şi ţinînd cont de relaţiile (2.2) obţinem :

$$\left.\begin{aligned} A_1 &= \begin{pmatrix} 2\dfrac{\partial v_x}{\partial x} & \dfrac{\partial v_x}{\partial x} + \dfrac{\partial v_y}{\partial y} & \dfrac{\partial v_z}{\partial z} \\ \dfrac{\partial v_y}{\partial x} + \dfrac{\partial v_y}{\partial y} & 2\dfrac{\partial v_y}{\partial y} & \dfrac{\partial v_z}{\partial z} \\ \dfrac{\partial v_z}{\partial x} & \dfrac{\partial v_z}{\partial y} & 0 \end{pmatrix}, \\ A_2 &= \begin{pmatrix} 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & -2\left[\left(\dfrac{\partial v_z}{\partial x}\right)^2 + \left(\dfrac{\partial v_z}{\partial y}\right)^2\right] \end{pmatrix}, \\ &\cdots\cdots\cdots\cdots\cdots\cdots\cdots\cdots\cdots\cdots \\ A_n &= 0 \qquad \text{pentru } n \geqslant 3 \end{aligned}\right\} \tag{2.4}$$

Cu tensorii cinematici determinaţi de egalităţile (2.4), ecuaţia (2.1) devine

$$\sigma = -pI + F(A_1, A_2) \tag{2.5}$$

Mai departe, presupunînd că F este o funcţie polinomială şi folosind teorema de reducere a unei funcţii tensoriale polinomiale la forma canonică obţinem :

$$\sigma = -pI + \alpha_1 A_1 + \alpha_2 A_1^2 + \alpha_3 A_2 + \alpha_4 A_2^2 + \alpha_5 (A_1 A_2 + A_2 A_1) +$$

$$+ \alpha_6 (A_1^2 A_2 + A_2 A_1^2) + \alpha_7 (A_1 A_2^2 + A_2^2 A_1) + \alpha_8 (A_1^2 A_2^2 + A_2^2 A_1^2) \quad (2.6)$$

unde α_i sînt polinoame scalare în invarianţii tensorilor A_1 şi A_2, invarianţi care se exprimă astfel :

$\mathrm{tr}\, A_1$, $\mathrm{tr} A_1^2$, $\mathrm{tr} A_1^3$, $\mathrm{tr} A_2$, $\mathrm{tr} A_2^2$, $\mathrm{tr} A_2^3$, $\mathrm{tr}(A_1 A_2)$, $\mathrm{tr}(A_1^2 A_2)$, $\mathrm{tr}(A_1^2 A_2^2)$ şi $\mathrm{tr}(A_1 A_2^2)$

Datorită incompresibilităţii mediului avem $\mathrm{tr}\, A_1 = 0$ iar din relaţia,

$$A_1^2 =$$

$$= \begin{pmatrix} 4\left(\frac{\partial v_x}{\partial x}\right)^2 + \left(\frac{\partial v_y}{\partial x} + \frac{\partial v_x}{\partial y}\right)^2 + \left(\frac{\partial v_z}{\partial x}\right)^2 & \cdots & \\ \cdots & \left(\frac{\partial v_y}{\partial x} + \frac{\partial v_x}{\partial y}\right)^2 + 4\left(\frac{\partial v_y}{\partial y}\right)^2 + \left(\frac{\partial v_z}{\partial y}\right)^2 & \\ \cdots & \cdots & \left(\frac{\partial v_z}{\partial x}\right)^2 + \left(\frac{\partial v_z}{\partial y}\right)^2 \end{pmatrix}$$

obţinem,

$$\mathrm{tr}\, A_1^2 = 2\left[\left(\frac{\partial v_z}{\partial x}\right)^2 + \left(\frac{\partial v_z}{\partial y}\right)^2\right] + 4\left[\left(\frac{\partial v_x}{\partial x}\right)^2 + \left(\frac{\partial v_y}{\partial y}\right)^2\right] + 2\left(\frac{\partial v_y}{\partial x} + \frac{\partial v_x}{\partial y}\right)^2 \quad (2.7)$$

Pe baza presupunerilor de mai sus, patratele derivatelor vitezelor v_x şi v_y din expresia (2.7) pot fi neglijate în comparaţie cu pătratele derivatelor lui v_z, aşa încît,

$$\mathrm{tr}\, A_1^2 = 2\left[\left(\frac{\partial v_z}{\partial x}\right)^2 + \left(\frac{\partial v_z}{\partial y}\right)^2\right] \quad (2.8)$$

Deoarece $\mathrm{tr}\, A_1 = 0$ rezultă imediat,

$$\mathrm{tr}(A_1 A_2) = \mathrm{tr}(A_1 A_2^2) = 0 \quad (2.9)$$

Analog, neglijînd termenii, care conţin derivatele lui v_x şi v_y la puterea doua şi a treia, găsim,

$$\mathrm{tr}\, A_1^3 = 6\left[\frac{\partial v_x}{\partial x}\left(\frac{\partial v_z}{\partial x}\right)^2 + \frac{\partial v_y}{\partial y}\left(\frac{\partial v_z}{\partial y}\right)^2 + \left(\frac{\partial v_y}{\partial x} + \frac{\partial v_x}{\partial y}\right) \cdot \frac{\partial v_z}{\partial x} \cdot \frac{\partial v_z}{\partial y}\right] \quad (2.10)$$

Avînd în vedere expresia lui A_2 definită de (2.4) și expresia invariantului $\operatorname{tr} A_1^2$ dată de egalitatea (2.8) putem exprima și, $\operatorname{tr} A_2^2$, $\operatorname{tr} A_3^2$, $\operatorname{tr} A_1^2 A_2$, $\operatorname{tr} A_1^2 A_2^2$ numai funcție de $\operatorname{tr} A_1^2$. Astfel, toate polinoamele α_i din egalitatea (2.6) sînt determinate numai de doi invarianți:

$$I_2 = \operatorname{tr} A_1^2 \quad \text{și} \quad I_3 = \operatorname{tr} A_1^3 \tag{2.10}'$$

Așa cum se arată și în [2] putem presupune coeficientul α_4 neglijabil în comparație cu ceilalți, ca urmare a diferențelor mici între tensiunile normale. Deoarece, așa cum am procedat și în scrierea expresiei tensorului A_1^2, putem neglija termenii care conțin puterile mai mari ca unu ale derivatelor lui v_x și v_y și în tensorii $A_1^2 A_2 + A_2 A_1^2$ și $A_1^2 A_2^2 + A_2^2 A_1$ astfel că, egalitatea (2.6) devine,

$$\sigma = -pI + \alpha_1 A_1 + \alpha_2 A_1^2 + \alpha_3 A_2 + (\alpha_7 I_2^2 - \alpha_5 I_2)(A_1 - A_1^*) \tag{2.11}$$

unde

$$A_1^* = \begin{pmatrix} 2\dfrac{\partial v_x}{\partial x} & \dfrac{\partial v_y}{\partial x} + \dfrac{\partial v_x}{\partial y} & 0 \\ \dfrac{\partial v_y}{\partial x} + \dfrac{\partial v_x}{\partial y} & 2\dfrac{\partial v_y}{\partial y} & 0 \\ 0 & 0 & 0 \end{pmatrix}$$

este tensorul viteză de deformare, format din vitezele v_x și v_y.

Mai departe, bazîndu-ne tot pe rezultatele experimentale, admitem că,

$$\alpha_1 \gg |\alpha_5 I_2 - \alpha_7 I_2^2| \tag{2.12}$$

astfel încît (2.11) capătă forma:

$$\sigma = -pI + \alpha_1 A_1 + \alpha_2 A_1^2 + \alpha_3 A_2 \tag{2.13}$$

În lucrarea [2], α_1 poartă denumirea de „vîscozitate aparentă" și este funcția de invarianții: I_2, I_3.

3. Vom căuta acum să aplicăm principiul variațional pentru mediile cu tensiune dată de (2.13) pentru a putea determina cîmpul real al vitezelor.

Anume, dacă notăm cu $I_4 = \operatorname{tr} A_2$ și admițînd că există o funcție potențială

$$\Phi = \Phi(I_2, I_3, I_4) \tag{3.1}$$

ecuaţia (2.13) este satisfăcută de funcţia Φ. Componentele tensiunii tangenţiale τ_{ij} sînt date de:

$$\tau_{ij} = p\delta_{ij} + \sigma_{ij} = \frac{\partial \Phi}{\partial A_{ij}^{(1)}} \tag{3.2}$$

Avînd în vedere egalităţile (2.4), (2.8) şi (2.10) obţinem

$$\tau_{ij} = \frac{\partial \Phi}{\partial A_{ij}^{(1)}} = 2\frac{\partial \Phi}{\partial I_2} \cdot A_{ij}^{(1)} + 3 \cdot \frac{\partial \Phi}{\partial I_3} A_{ik}^{(1)} \cdot A_{kj}^{(1)} + \frac{\partial \Phi}{\partial I_4} A_{ij}^{(2)} \tag{3.3}$$

aşa încît comparînd (3.3) cu (2.13) găsim,

$$\alpha_1 = 2\frac{\partial \Phi}{\partial I_2}, \quad \alpha_2 = 3 \cdot \frac{\partial \Phi}{\partial I_3}, \quad \alpha_3 = \frac{\partial \Phi}{\partial I_4} \tag{3.4}$$

În expresia (2.13) am admis că α_2 şi α_3 sînt polinoame scalare în invarianţii I_2 şi I_3. Mai departe, admiţînd că α_2 şi α_3 sînt funcţii polinomiale numai în I_2,

$$\alpha_2 = g(I_2); \qquad \alpha_3 = h(I_2) \tag{3.5}$$

din ultimele două ecuaţii (3.4) obţinem sistemul

$$\begin{aligned} \frac{\partial \Phi}{\partial I_3} &= \frac{1}{3} g(I_2) \\ \frac{\partial \Phi}{\partial I_4} &= h(I_2) \end{aligned} \tag{3.6}$$

din care vom determina funcţia potenţial Φ.

Anume, din prima ecuaţie (3.6) avem:

$$\Phi = \frac{1}{3} I_3 g(I_2) + \psi(I_2, I_4) \tag{3.7}$$

iar din a doua ecuaţie (3.6) şi (3.7) obţinem:

$$\psi(I_2, I_4) = I_4 h(I_2) + f(I_2)$$

adică,

$$\Phi(I_2, I_3, I_4) = f(I_2) + \frac{1}{3} I_3 g(I_2) + I_4 h(I_2) \tag{3.8}$$

Cu Φ determinat de (3.8) din prima egalitate (3.4), găsim pe α_1. sub forma,

$$\alpha_1 = 2\frac{df(I_2)}{dI_2} + \frac{2}{3}I_3\frac{dg(I_2)}{dI_2} + 2I_4\cdot\frac{dh(I_2)}{dI_2} \tag{3.9}$$

Semnalăm că funcțiile $g(I_2)$, $h(I_2)$ și $\frac{df(I_2)}{dI_2}$ pot fi determinate experimental în curgerea vîscozimetrică [4], [7].

În continuare pentru a folosi un principiu variațional vom compara starea de curgere care se constituie cu viteza v_i cu starea învecinată, cu viteza $v_i + \delta v_i$, unde δv_i este o creștere infinitesimală, cărora le sînt comune condițiile de incompresibilitate, dar nu sînt comune în mod obligatoriu ecuațiile de mișcare în tensiuni

Din dezvoltarea funcției potențiale Φ care, corespunde variației stărilor, într-o serie Taylor, obținem :

$$\delta\Phi = \frac{\partial\Phi}{\partial A_{ij}^{(1)}}\delta A_{ij}^{(1)} + \frac{\partial\Phi}{\partial A_{ij}^{(2)}}\delta A_{ij}^{(2)} + \frac{1}{2}\frac{\partial^2\Phi}{\partial A_{ij}^{(1)}\cdot\partial A_{kl}^{(1)}}\cdot\delta A_{ij}^{(1)}\cdot\delta A_{kl}^{(1)} +$$

$$+\frac{1}{2}\frac{\partial^2\Phi}{\partial A_{ij}^{(2)}\cdot\partial A_{kl}^{(2)}}\cdot\delta A_{ij}^{(2)}\cdot\delta A_{kl}^{(2)} + \frac{1}{2}\frac{\partial^2\Phi}{\partial A_{ij}^{(1)}\cdot\partial A_{kl}^{(2)}}\cdot\delta A_{ij}^{(1)}\delta A_{kl}^{(2)} + \ldots \tag{3.10}$$

Integrînd (3.10) pe domeniul curgerii Ω fixat în care ținem cont de (3.2) găsim :

$$\int_\Omega \tau_{ij}\delta A_{ij}^{(1)}d\Omega = \delta\int_\Omega \Phi d\Omega - \int_\Omega \frac{\partial\Phi}{\partial A_{ij}^{(2)}}\delta A_{ij}^{(2)}d\Omega - \delta^2\int_\Omega \Phi d\Omega. \tag{3.11}$$

unde,

$$\delta^2\int_\Omega \Phi d\Omega = \frac{1}{2}\int_\Omega\left[\frac{\partial^2\Phi}{\partial A_{ij}^{(1)}\cdot\partial A_{kl}^{(1)}}\delta A_{ij}^{(1)}\cdot\delta A_{kl}^{(1)} + \frac{\partial^2\Phi}{\partial A_{ij}^{(2)}\cdot\partial A_{kl}^{(2)}}\times\right.$$

$$\left.\times\,\delta A_{ij}^{(1)}\cdot\delta A_{kl}^{(2)} + \frac{\partial^2\Phi}{\partial A_{ij}^{(1)}\cdot\partial A_{kl}^{(2)}}\delta A_{ij}^{(1)}\cdot\delta A_{kl}^{(2)}\right]d\Omega \tag{3.12}$$

De aici, pe baza legii conservării energiei mecanice și a principiului variațional, vom determina cîmpul vitezelor în curgerea care s-a constituit,

$$\delta\psi = \delta\left[\int_\Omega\left(\Phi - \left\{\frac{\partial\Phi}{\partial A_{ij}^{(2)}}\right\}A_{ij}^{(2)}\right)d\Omega - 2\int_A N_i v_i dA - 2\int_\Omega X_i v_i d\Omega\right] = \delta^2\int_\Omega \Phi d\Omega$$

(3.13)

Aici N_i, X_i sînt componentele vectorului forţelor exterioare şi al forţei de volum; A suprafaţa mediului considerat iar acolada indică faptul că funcţia $\frac{\partial \Phi}{\partial A_{ij}^{(2)}}$ nu variază; deasemenea nici forţele de volum şi exterioare nu variază.

Cum variaţia a doua a lui Φ pe baza lui (3.12) mai poate fi scrisă şi sub forma:

$$\delta^2 \int_\Omega \Phi d\Omega = \frac{1}{2} \int_\Omega \delta \tau_{ij} \delta A_{ij}^{(1)} d\Omega + \frac{1}{2} \int_\Omega \frac{\partial^2 \Phi}{\partial A_{ij}^{(2)} \cdot \partial A_{kl}^{(2)}} \delta A_{ij}^{(2)} \cdot \delta A_{kl}^{(2)} \quad (3.14)$$

şi cum al doilea termen din (3.14) este nul (deoarece Φ este dată (3.8) de unde se vede că $\frac{\partial^2 \Phi}{\partial A_{ij}^{(2)} \cdot \partial A_{kl}^{(2)}} = 0$) rezultă că a doua variaţie a lui Φ este pozitivă (deoarece primul termen din (3.14) este pozitiv şi al doilea nul), şi astfel cîmpul real al vitezelor este determinat de minimul funcţionalei ψ.

4. Pentru componentele (2.3) condiţia de incompresibilitate va fi satisfăcută dacă se introduce funcţia curent Q astfel ca,

$$v_x = -\frac{\partial Q}{\partial y}, \qquad v_y = \frac{\partial Q}{\partial x}. \quad (4.1)$$

Condiţiile la limită pentru componentele vitezei sînt de forma:

$$v_x = 0; \quad v_y = 0; \quad v_z = 0 \qquad \text{pe } S. \quad (4.2)$$

unde S este suprafaţa domeniului de curgere Ω

Fie $w(x, y) = 0$ ecuaţia suprafeţei S. Presupunem că $w \in C^2(\overline{\Omega})$, $w > 0$ în interiorul lui Ω şi $\frac{dw}{dn} > 0$ pe S unde n este normala exterioară la S.

Introducînd coordonatele calitative

$$\begin{aligned} \alpha_k &= w x^i y^j \quad \text{pentru} \quad v_z (k = 1, 2, \ldots, n). \\ \beta_k &= w^2 x^i y^j \quad \text{pentru} \quad Q \quad (k = 1, 2, \ldots, m). \end{aligned} \quad (4.3)$$

$$[(i, j = 1, 2, \ldots.)$$

atunci pentru procesul Ritz [8], [10] problema minimului funcţionalei ψ pe mulţimea Ω se poate reduce la problema minimului ei pe semispaţiul coordonatelor: $\alpha_1 \alpha_2, \ldots, \alpha_n; \beta_1, \beta_2, \ldots.; \beta_m$ [8], [9]

Soluţia acestei probleme are forma,

$$v_z = \sum_{k=1}^{n} A_k \alpha_k$$

$$Q = \sum_{k=1}^{m} B_k \beta_k$$

unde A_k şi B_k satisface sistemele neliniare,

$$\frac{\partial \psi\left(\sum_1^n A_k\alpha_k, \sum_1^m B_k\beta_k\right)}{\partial A_i} = 0 \quad (i = 1, \ldots, n)$$

$$\frac{\partial \psi\left(\sum_1^n A_k\alpha_k, \sum_1^m B_k\beta_k\right)}{\partial B_j} = 0 \quad (j = 1, \ldots, m) \tag{4.5}$$

dacă ([10]) funcţionala ψ admite derivate parţiale continue pe orice hiperplan finit dimensional din domeniul său de definiţie.

BIBLIOGRAFIE

1. *V. G. Litvinov*, Mehanika Polimerov, 1966, 3, 421.
2. *W. Semjanow*, Rheol. Acta, 1967, 6, 2, 171.
3. *J. D. Huppler*, Trans. Soc. Rheol., 1965, 9, 2, 273.
4. *I White*, J. Appl. Polym. Sci., 1964, 8, 1129.
5. B. D. *Coleman, H. Markovitz*, J. Appl. Phys, 1964, 35, 1.
6. *R. S. Rivlin*, J. Rat. Mech. Anal. 1955, 4, 681.
7. *V. A. Karghin, G. L. Slonimschi* ,,Kratchie ocerchi po fizico-himi polimerol. M. 1960.
8. *L. V. Cantorcvici, V. I. Krilov*, ,,Priblijennie metodî vîseg› analiza'' M. 1962, 296.
9. *A. Green R. S. Rivliu*, Quart J. Appl. Math, 1956, 14, 299.
10. *S. Mihlin* ,,Cislennaia realizaţia variaţionîh metador'' M. 1966, 301, 369.

The Flowng of the Polymerous Materials Into a Non -circular Section

The paper is studying the stationary-non-linear flowing of the polymerous material through a non circular channel, using elements of matrix function theory. The results of paper have been used. The final part of the paper gives a practical example illustrating the general theory presented in the first part.

BULETINUL INSTITUTULUI POLITEHNIC „GHEORGHE GHEORGHIU-DEJ"
BUCUREȘTI
SERIA MECANICĂ
Tomul XL — 1978, Numărul 3

MECANICĂ

C.Z. 629.113:62-752

ASPECTE PRIVIND VIBRAȚIILE AUTOMOBILELOR CU DIFERITE TIPURI DE SUSPENSII

R. VOINEA, MARIANA FRĂȚILĂ*

În lucrare sînt elaborate modele matematice complexe, care oglindesc mai bine realitatea și permit studiul vibrațiilor automobilelor în conformitate cu cerințele standardului în vigoare în țara noastră. Lucrarea stabilește ecuații pentru diferite tipuri de suspensii, în cazul automobilelor cu două punți, avînd mișcare rectilinie și uniformă.

Stabilirea ecuațiilor generale pentru studiul vibrațiilor automobilelor

Studiul vibrațiilor automobilelor cu două punți este efectuat pe un model matematic cu 14 grade de libertate (fig. 1), care ține seama de nesimetriile din sistem (privind elementele elastice și de amortizare plasate pe partea dreaptă și stîngă a automobilului). Modelul matematic folosit în studiu ia în considerare următoarele elemente: masa suspendată M, masele nesuspendate față și spate (m_1 și m_2) și masele a cinci persoane m_{0j} ($j = 1, \ldots, 5$), așezate pe scaune la distanțele u_j și e_j (pentru $j = 1, \ldots, 5$) față de planul longitudinal de simetrie al autovehiculului, respectiv față de planul transversal vertical (trecînd prin centrul de greutate al masei suspendate).

Aceste poziții alese arbitrar pentru cele cinci locuri, se pot particulariza în cazul autobuzelor sau autoturismelor în concordanță cu punctele de măsurare impuse de STAS [5].

Parametrii ce caracterizează mișcarea sistemului, sînt: deplasările pe verticală ($q_1, \ldots, q_5$) ale oamenilor; deplasările pe verticală ale masei suspendate în dreptul punții față și spate (q_6, q_7); unghiul de ruliu (q_8) al masei suspendate în jurul axei longitudinale de simetrie Ox ce trece prin centrul ei de greutate; translația rigidă (q_9) a automobilului pe direcția axei transversale Oy; rotația rigidă (q_{10}) a automobilului în jurul axei

Manuscris predat redacției la data de 8 aprilie 1978
* Academician; Șef lucrări dr. ing. la Catedra de Mecanică

verticale Oz trecînd prin centrul lui de greutate; 4 parametri (q_{11}, q_{12}, q_{13}, q_{14}) ce caracterizează mișcarea pe verticală a maselor nesuspendate și se aleg diferențiat pentru diferite tipuri de suspensii.

Cînd pe una din punți se realizează un anumit tip de suspensie, parametrii pentru mișcarea maselor nesuspendate, corespunzători acestei punți, se aleg astfel:

— în cazul suspensiei rigide (fig. 2, b) pe una din punți, cei doi parametri ce caracterizează mișcarea acesteia vor fi deplasarea pe verticală a centrului de greutate al punții și rotația punții în jurul unei axe ce trece prin centrul ei de greutate și este paralelă cu axa longitudinală Ox a autovehiculului;

— în cazul suspensiei independente cu deplasarea verticală a roții pe una din punți (fig. 3, a), cei doi parametri vor fi deplasările pe verticală din dreptul roților;

— în cazul suspensiei independente cu braț transversal, cei doi parametri ce caracterizează mișcarea punții respective (fig. 4, a) sînt unghiurile de rotire a maselor nesuspendate în jurul punctelor de articulație ale brațelor pe cadru.

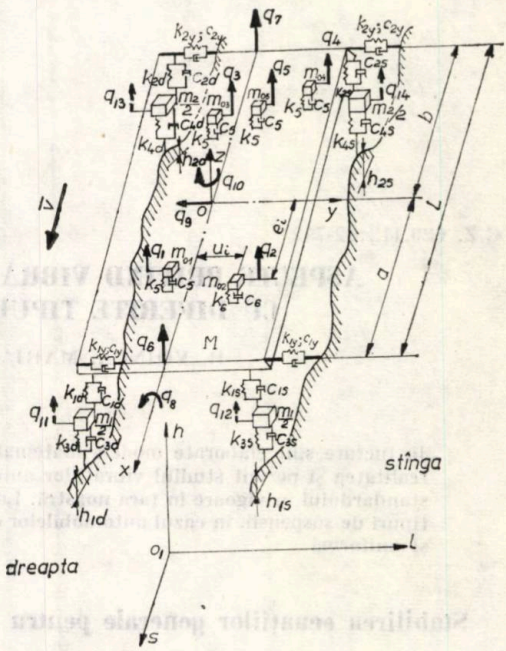


Fig. 1. Modelul general pentru studiul oscilațiilor automobilelor.

Se studiază micile oscilații, utilizînd ecuațiile lui Lagrange de speța a doua:

$$\frac{d}{dt}\left(\frac{\partial E}{\partial \dot{q}_k}\right) - \frac{\partial E}{\partial q_k} = \frac{\partial U}{\partial q_k} + \frac{\partial R}{\partial \dot{q}_k}, \qquad k = 1, 2, \ldots, h \tag{1}$$

în care, E, U, R reprezintă energia cinetică, funcția de forță, respectiv funcția disipativă a sistemului.

Scriind ecuațiile lui Lagrange se obține un sistem de 14 ecuații diferențiale de ordinul al doilea, specifice fiecărui tip de automobil, în funcție de realizarea constructivă a suspensiei pe cele două punți. Pentru exemplificare, este prezentat sistemul de ecuații diferențiale ce se obțin pentru suspensia independentă cu deplasarea verticală a roților pe ambele punți (vezi fig. 3a și 3b). Ecuațiile de mișcare în acest caz sînt următoarele:

$$1.\ m_{01}\ddot{q}_1 + c_5\dot{q}_1 + k_5 q_1 - c_5 b_1 \dot{q}_6 - k_5 b_1 q_6 - c_5 b_6 \dot{q}_7 - k_5 b_6 q_7 + c_5 u_1 \dot{q}_8 +$$

$$+ k_5 u_1 q_8 = 0;$$

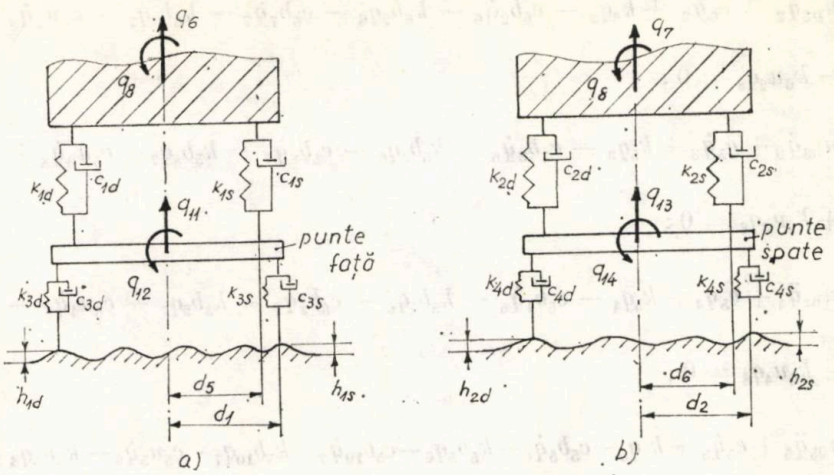


Fig. 2. Parametrii ce caracterizează mișcarea maselor nesuspendate în cazul suspensiei rigide pe ambele punți:
a — punte față; b — punte spate.

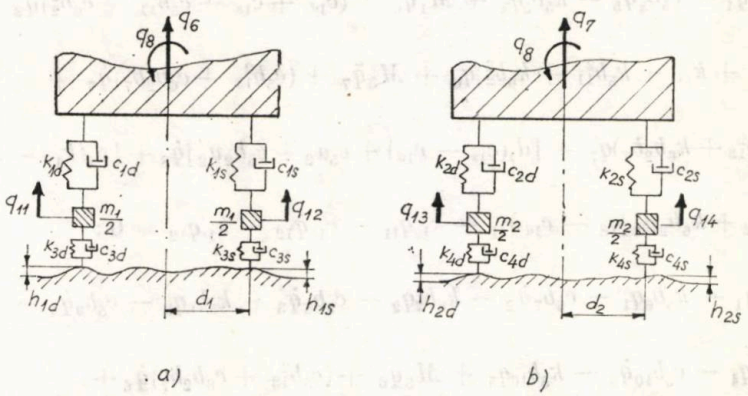


Fig. 3. Parametrii ce caracterizează mișcarea maselor nesuspendate pentru suspensia independentă cu deplasarea verticală a roții pe ambele punți:
a — punte față; b — punte spate.

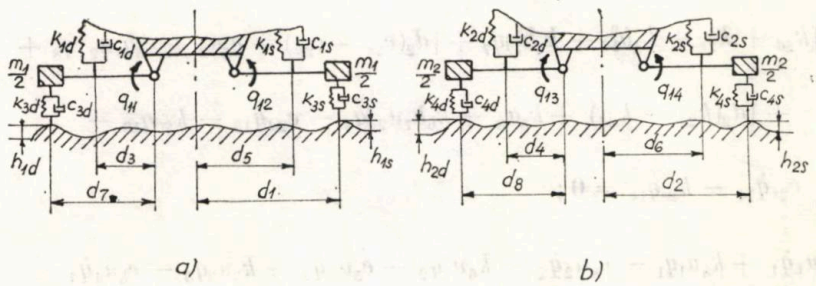


Fig. 4. Parametrii ce caracterizează mișcarea maselor nesuspendate pentru suspensia independentă cu braț transversal pe toate roțile:
a — punte față; b — punte spate.

2. $m_{02}\ddot{q}_2 + c_6\dot{q}_2 + k_6q_2 - c_6b_2\dot{q}_6 - k_6b_2q_6 - c_6b_7\dot{q}_7 - k_6b_7q_7 - c_6u_2\dot{q}_8 -$

$- k_6u_2q_8 = 0;$

3. $m_{03}\ddot{q}_3 + c_5\dot{q}_3 + k_5q_3 - c_5b_3\dot{q}_6 - k_5b_3q_6 - c_5b_8\dot{q}_7 - k_5b_8q_7 + c_5u_3\dot{q}_8 +$

$+ k_5u_3q_8 = 0;$

4. $m_{04}\ddot{q}_4 + c_5\dot{q}_4 + k_5q_4 - c_5b_4\dot{q}_6 - k_5b_4q_6 - c_5b_9\dot{q}_7 - k_5b_9q_7 - c_5u_4\dot{q}_8 -$

$- k_5u_4q_8 = 0;$

5. $m_{05}\ddot{q}_5 + c_5\dot{q}_5 + k_5q_5 - c_5b_5\dot{q}_6 - k_5b_5q_6 - c_5b_{10}\dot{q}_7 - k_5b_{10}q_7 - c_5u_5\dot{q}_8 - k_5u_5q_8 = 0;$

6. $-c_5b_1\dot{q}_1 - k_5b_1q_1 - c_6b_2\dot{q}_2 - k_6b_2q_2 - c_5b_3\dot{q}_3 - k_5b_3q_3 - c_5b_4\dot{q}_4 -$

$- k_5b_4q_4 - c_5b_5\dot{q}_5 - k_5b_5q_5 + M_1\ddot{q}_6 + (c_{1d} + c_{1s} + c_5b_{11}^2 + c_6b_2^2)\dot{q}_6 +$

$+ (k_{1d} + k_{1s} + k_5b_{11}^2 + k_6b_2^2)q_6 + M_3\ddot{q}_7 + (c_5b_{13}^2 + c_6b_2b_7)\dot{q}_7 +$

$+ (k_5b_{13}^2 + k_6b_2b_7)q_7 + [d_1(c_{1s} - c_{1d}) + c_5a_2 + c_6b_2u_2]\dot{q}_8 + [d_1(k_{1s} - k_{1d}) +$

$+ k_5a_2 + k_6b_2u_2]q_8 - c_{1d}\dot{q}_{11} - k_{1d}q_{11} - c_{1s}\dot{q}_{12} - k_{1s}q_{12} = 0;$

7. $-c_5b_6\dot{q}_1 - k_5b_6q_1 - c_6b_7\dot{q}_2 - k_6b_7q_2 - c_5b_8\dot{q}_3 - k_5b_8q_3 - c_5b_9\dot{q}_4 -$

$- k_5b_9q_4 - c_5b_{10}\dot{q}_5 - k_5b_{10}q_5 + M_3\ddot{q}_6 + (c_5b_{13}^2 + c_6b_2b_7)\dot{q}_6 +$

$+ (k_5b_{13}^2 + k_6b_2b_7)q_6 + M_2\ddot{q}_7 + (c_{2d} + c_{2s} + c_5b_{12}^2 + c_6b_7^2)\dot{q}_7 +$

$+ (k_{2d} + k_{2s} + k_5b_{12}^2 + k_6b_7^2)q_7 + [d_2(c_{2s} - c_{2d}) + c_5a_3 + c_6b_7u_2]\dot{q}_8 +$

$+ [d_2(k_{2s} - k_{2d}) + k_5a_3 + k_6b_7u_2]q_8 - c_{2d}\dot{q}_{13} - k_{2d}q_{13} -$

$- c_{2s}\dot{q}_{14} - k_{2s}q_{14} = 0;$

8. $c_5u_1\dot{q}_1 + k_5u_1q_1 - c_6u_2\dot{q}_2 - k_6u_2q_2 + c_5u_3\dot{q}_3 + k_5u_3q_3 - c_5u_4\dot{q}_4 -$

$- k_5u_4q_4 - c_5u_5\dot{q}_5 - k_5u_5q_5 + [d_1(c_{1s} - c_{1d}) + c_5a_2 + c_6b_2u_2]\dot{q}_6 +$

$$+ [d_1(k_{1s} - k_{1d}) + k_5 a_2 + k_6 b_2 u_2] q_6 + [d_2(c_{2s} - c_{2d}) + c_5 a_3 +$$

$$+ c_6 b_7 u_2] \dot{q}_7 + [d_2(k_{2s} - k_{2d}) + k_5 a_3 + k_6 b_7 u_2] q_7 + M \rho_x^2 \ddot{q}_8 +$$

$$+ [d_1^2(c_{1d} + c_{1s}) + d_2^2(c_{2d} + c_{2s}) + c_5 a_1^2 + c_6 u_2^2] \dot{q}_8 + [d_1^2(k_{1d} +$$

$$+ k_{1s}) + d_2^2(k_{2d} + k_{2s}) + k_5 a_1^2 + k_6 u_2^2] q_8 + d_1 c_{1d} \dot{q}_{11} + d_1 k_{1d} q_{11} -$$

$$- d_1 c_{1s} \dot{q}_{12} - d_1 k_{1s} q_{12} + d_2 c_{2d} \dot{q}_{13} + d_2 k_{2d} q_{13} - d_2 c_{2s} \dot{q}_{14} - d_2 k_{2s} q_{14} = 0;$$

9. $$M_{tot} \ddot{q}_9 + 2(c_{1y} + c_{2y}) \dot{q}_9 + 2(k_{1y} + k_{2y}) q_9 + 2(a c_{1y} - b c_{2y}) \dot{q}_{10} +$$

$$+ 2(a k_{1y} - b k_{2y}) q_{10} = 0;$$

10. $$2(a c_{1y} - b c_{2y}) \dot{q}_9 + 2(a k_{1y} - b k_{2y}) q_9 + M_{tot} \rho_z^2 \ddot{q}_{10} + 2(a^2 c_{1y} + b^2 c_{2y}) \dot{q}_{10} +$$

$$2(a^2 k_{1y} + b^2 k_{2y}) q_{10} = 0;$$

11. $$-c_{1d} \dot{q}_6 - k_{1d} q_6 + c_{1d} d_1 \dot{q}_8 + k_{1d} d_1 q_8 + \frac{m_1}{2} \ddot{q}_{11} + (c_{1d} + c_{3d}) \dot{q}_{11} +$$

$$+ (k_{1d} + k_{3d}) q_{11} = c_{3d} \dot{h}_{1d} + k_{3d} h_{1d};$$

12. $$-c_{1s} \dot{q}_6 - k_{1s} q_6 - c_{1s} d_1 \dot{q}_8 - k_{1s} d_1 q_8 + \frac{m_1}{2} \ddot{q}_{12} + (c_{1s} + c_{3s}) \dot{q}_{12} +$$

$$+ (k_{1s} + k_{3s}) q_{12} = c_{3s} \dot{h}_{1s} + k_{3s} h_{1s};$$

13. $$-c_{2d} \dot{q}_7 - k_{2d} q_7 + c_{2d} d_2 \dot{q}_8 + k_{2d} d_2 q_8 + \frac{m_2}{2} \ddot{q}_{13} + (c_{2d} + c_{4d}) \dot{q}_{13} +$$

$$+ (k_{2d} + k_{4d}) q_{13} = c_{4d} \dot{h}_{2d} + k_{4d} h_{2d};$$

14. $$-c_{2s} \dot{q}_7 - k_{2s} q_7 - c_{2s} d_2 \dot{q}_8 - k_{2s} d_2 q_8 + \frac{m_2}{2} \ddot{q}_{14} + (c_{2s} + c_{4s}) \dot{q}_{14} +$$

$$+ (k_{2s} + k_{4s}) q_{14} = c_{4s} h_{2s} + k_{4s} h_{2s}. \qquad (2)$$

În sistemul de ecuații (2) s-au folosit notațiile din tabelul 1.

Sistemele de ecuații deduse în lucrare, înglobează drept cazuri particulare ecuațiile existente în literatura de specialitate pentru modele simplificate (de exemplu ecuațiile scrise de Rotenberg pe un model cu 7 grade de libertate).

Ecuațiile diferențiale de ordinul al doilea, pentru studiul vibrațiilor automobilelor , sînt cuplate (static și dinamic) și au o formă complicată,

Tabelul 1.

$b_1 = \frac{1}{L}(b + e_1)$	$b_2 = \frac{1}{L}(b + e_2)$	$b_3 = \frac{1}{L}(b - e_3)$	$b_4 = \frac{1}{L}(b - e_4)$	$b_5 = \frac{1}{L}(b - e_5)$
$b_6 = \frac{1}{L}(a - e_1)$	$b_7 = \frac{1}{L}(a - e_2)$	$b_8 = \frac{1}{L}(a + e_3)$	$b_9 = \frac{1}{L}(a + e_4)$	$b_{10} = \frac{1}{L}(a + e_5)$
$b_{11}^2 = \frac{1}{L^2}[(b+e_1)^2+(b-e_3)^2+(b-e_4)^2+(b-e_5)^2]$		$b_{12}^2 = \frac{1}{L^2}[(a-e_1)^2+(a+e_3)^2+(a+e_4)^2+(a+e_5)^2]$		
$b_{13}^2 = \frac{1}{L^2}[(b+e_1)(a-e_1)+(b-e_3)(a+e_3)+(b-e_4)(a+e_4)+(b-e_5)(a+e_5)]$		$a_1^2 = u_1^2+u_3^2+u_4^2+u_5^2$		
$a_2 = \frac{1}{L}[-(b+e_1)u_1-(b-e_3)u_3+(b-e_4)u_4+(b-e_5)u_5]$		$a_3 = \frac{1}{L}[-(a-e_1)u_1-(a+e_3)u_3+(a+e_4)u_4+(a+e_5)u_5]$		
$M_1 = \frac{M}{L^2}(b^2+\rho_y^2)$	$M_2 = \frac{M}{L^2}(a^2+\rho_y^2)$	$M_3 = \frac{M}{L^2}(ab-\rho_y^2)$		
		$M_{tot} = M + m_1 + m_2 + \sum_{i=1}^{5} m_{oi}$		

de aceea pot fi rezolvate numai cu ajutorul unui calculator. Pentru diferite tipuri de suspensii, rezultă diferite sisteme de ecuații diferențiale de studiu, foarte variate ca aspect.

Fiecare dintre sistemele de ecuații diferențiale ce descriu vibrațiile automobilelor pot fi prezentate, folosind forma matriceală, astfel:

$$[M]\cdot\{\ddot{q}\} + [c]\cdot\{\dot{q}\} + [k]\cdot\{q\} = \{Q\}, \tag{3}$$

în care:

$[M]$, $[c]$, $[k]$ sînt matricele pătrate ale: maselor, amortizărilor, respectiv elementelor elastice;

$\{Q\}$ este matricea coloană a forțelor reprezentînd acțiunea drumului asupra automobilului;

$\{q\}$, $\{\dot{q}\}$, $\{\ddot{q}\}$ sînt matricele coloană ale: coordonatelor generalizate, vitezelor generalizate, respectiv ale accelerațiilor generalizate.

Pentru a obține o centralizare a calculelor la toate tipurile de suspensii (astfel încît programul de lucru pe calculator odată realizat să poată fi folosit, cu mici modificări, pentru orice tip de suspensie), sistemele de ecuații diferențiale pentru studiul oscilațiilor vor fi trecute în planul complex (folosind noțiunea de impedanță mecanică).

În variabile complexe, ecuația matriceală (3) devine:

$$[Z]\cdot\{z\} = \{F\} \tag{4}$$

unde: $[Z] = -[M]\omega^2 + [c]\omega i + [k]$ este matricea simetrică a impedanțelor complexe, dependentă de elementele sistemului (mase, amortizări, arcuri) și de pulsația ω a forței perturbatoare;

$\{z\}$ și $\{F\}$ sînt matricele coloană pentru deplasările complexe raportate la amplitudinea denivelărilor, respectiv pentru forțele perturbatoare complexe raportate la amplitudinea denivelărilor.

Ecuația matriceală (4) poate fi scrisă dezvoltat sub forma (5):

$$
\begin{vmatrix} 0 \\ 0 \\ 0 \\ 0 \\ 0 \\ F_6 \\ F_7 \\ F_8 \\ 0 \\ 0 \\ F_{11} \\ F_{12} \\ F_{13} \\ F_{14} \end{vmatrix} =
\begin{vmatrix}
Z_{1,1} & 0 & 0 & 0 & 0 & Z_{1,6} & Z_{1,7} & Z_{1,8} & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\
0 & Z_{2,2} & 0 & 0 & 0 & Z_{2,6} & Z_{2,7} & Z_{2,8} & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\
0 & 0 & Z_{3,3} & 0 & 0 & Z_{3,6} & Z_{3,7} & Z_{3,8} & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\
0 & 0 & 0 & Z_{4,4} & 0 & Z_{4,6} & Z_{4,7} & Z_{4,8} & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\
0 & 0 & 0 & 0 & Z_{5,5} & Z_{5,6} & Z_{5,7} & Z_{5,8} & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\
Z_{6,1} & Z_{6,2} & Z_{6,3} & Z_{6,4} & Z_{6,5} & Z_{6,6} & Z_{6,7} & Z_{6,8} & 0 & 0 & Z_{6,11} & Z_{6,12} & 0 & 0 \\
Z_{7,1} & Z_{7,2} & Z_{7,3} & Z_{7,4} & Z_{7,5} & Z_{7,6} & Z_{7,7} & Z_{7,8} & 0 & 0 & 0 & 0 & Z_{7,13} & Z_{7,14} \\
Z_{8,1} & Z_{8,2} & Z_{8,3} & Z_{8,4} & Z_{8,5} & Z_{8,6} & Z_{8,7} & Z_{8,8} & 0 & 0 & Z_{8,11} & Z_{8,12} & Z_{8,13} & Z_{8,14} \\
0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & Z_{9,9} & Z_{9,10} & 0 & 0 & 0 & 0 \\
0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & Z_{10,9} & Z_{10,10} & 0 & 0 & 0 & 0 \\
0 & 0 & 0 & 0 & 0 & Z_{11,6} & 0 & Z_{11,8} & 0 & 0 & Z_{11,11} & Z_{11,12} & 0 & 0 \\
0 & 0 & 0 & 0 & 0 & Z_{12,6} & 0 & Z_{12,8} & 0 & 0 & Z_{12,11} & Z_{12,12} & 0 & 0 \\
0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & Z_{13,7} & Z_{13,8} & 0 & 0 & 0 & 0 & Z_{13,13} & Z_{13,14} \\
0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & Z_{14,7} & Z_{14,8} & 0 & 0 & 0 & 0 & Z_{14,13} & Z_{14,14}
\end{vmatrix} \cdot
\begin{vmatrix} z_1 \\ z_2 \\ z_3 \\ z_4 \\ z_5 \\ z_6 \\ z_7 \\ z_8 \\ z_9 \\ z_{10} \\ z_{11} \\ z_{12} \\ z_{13} \\ z_{14} \end{vmatrix} \tag{5}
$$

În cazul suspensiei independente pe ambele punți, în relația (5) se anulează impedanțele $Z_{11,12}$ și $Z_{13,14}$ (respectiv $Z_{12,11}$ și $Z_{14,13}$). Anularea acestor impedanțe este explicabilă prin aceea că suspensia independentă permite mișcarea independentă pentru roțile aceleiași punți.

La suspensia rigidă, roțile aceleiași punți sînt cuplate în mișcare, deci impedanțele de legătură $Z_{11,12}$, respectiv $Z_{12,11}$ (pentru suspensia rigidă pe puntea față) și $Z_{13,14}$, respectiv $Z_{14,13}$ (pentru suspensia rigidă pe puntea spate) vor fi diferite de zero.

Relația matriceală (5) este valabilă pentru oricare soluție constructivă de realizare a suspensiei, reușindu-se astfel o unificare a calculelor, în vederea utilizării calculatorului pentru rezolvarea problemei.

Valorile diferite de zero ale impedanțelor mecanice complexe și ale forțelor perturbatoare complexe raportate la amplitudinea denivelărilor sînt prezentate în tabelele 2÷9. În tabelul 2 sînt date valorile impedanțelor comune tuturor tipurilor de suspensie. În afară de aceste valori, cuprinse în tabelul 2, pentru fiecare automobil se completează valorile

Tabelul 2.

Valori pentru impedanțele Z comune tuturor tipurilor de suspensii

$Z_{1,1} = -m_{01}\omega^2 + k_5 + c_5^* i$	$Z_{2,2} = -m_{02}\omega^2 + k_6 + c_6^* i$	$Z_{3,3} = -m_{03}\omega^2 + k_5 + c_5^* i$
$Z_{4,4} = -m_{04}\omega^2 + k_5 + c_5^* i$	$Z_{5,5} = -m_{05}\omega^2 + k_5 + c_5^* i$	$Z_{1,6} = -b_1(k_5 + c_5^* i)$
$Z_{1,7} = -b_6(k_5 + c_5^* i)$	$Z_{1,8} = u_1(k_5 + c_5^* i)$	$Z_{2,6} = -b_2(k_6 + c_6^* i)$	$Z_{2,7} = -b_7(k_6 + c_6^* i)$
$Z_{2,8} = -u_2(k_6 + c_6^* i)$	$Z_{3,6} = -b_3(k_5 + c_5^* i)$	$Z_{3,7} = -b_8(k_5 + c_5^* i)$	$Z_{3,8} = u_3(k_5 + c_5^* i)$
$Z_{4,6} = -b_4(k_5 + c_5^* i)$	$Z_{4,7} = -b_9(k_5 + c_5^* i)$	$Z_{4,8} = -u_4(k_5 + c_5^* i)$	$Z_{5,6} = -b_5(k_5 + c_5^* i)$
$Z_{5,7} = -b_{10}(k_5 + c_5^* i)$	$Z_{9,9} = -M_{tot}\omega^2 + 2(k_{1y} + k_{2y}) + 2(c_{1y} + c_{2y})\omega i$		
$Z_{5,8} = -u_5(k_5 + c_5^* i)$	$Z_{9,10} = 2(ak_{1y} - bk_{2y}) + 2(ac_{1y} - bc_{2y})\omega i$		
$Z_{6,7} = -M_3\omega^2 + k_5 b_{13}^2 + k_6 b_2 b_7 + (c_5^* b_{13}^2 + c_6^* b_2 b_7)i$			
$Z_{10,10} = -M_{tot}\rho_z^2\omega^2 + 2(a^2k_{1y} + b^2k_{2y}) + 2(a^2c_{1y} + b^2c_{2y})\omega i$			

Tabelul 3.

Suspensia independentă cu braț transversal pe ambele punți (valori pentru Z și F; fig. 4a, 4b)

$Z_{6,6} = -(M_1 + m_1)\omega^2 + k_{3d} + k_{3s} + k_5 b_{11}^2 + k_6 b_2^2 + (c_{3d}^* + c_{3s}^* + c_5^* b_{11}^2 + c_6^* b_2^2)i$	
$Z_{7,7} = -(M_2 + m_2)\omega^2 + k_{4d} + k_{4s} + k_5 b_{12}^2 + k_6 b_7^2 + (c_{4d}^* + c_{4s}^* + c_5^* b_{12}^2 + c_6^* b_7^2)i$	
$Z_{8,8} = -[M\rho_x^2 + m_1(d_5 - d_3)^2 + m_2(d_6 - d_4)^2]\omega^2 + d_3^2(k_{1d} + k_{1s}) + d_4^2(k_{2d} + k_{2s}) + (d_5 - d_3)^2(k_{3d} + k_{3s}) + (d_6 - d_4)^2(k_{4d} + k_{4s}) + k_5 a_1^2 + k_6 u_2^2 + \{d_3^2(c_{1d} + c_{1s})\omega + d_4^2(c_{2d} + c_{2s})\omega + (d_5 - d_3)^2(c_{3d}^* + c_{3s}^*) + (d_6 - d_4)^2(c_{4d}^* + c_{4s}^*) + c_5^* a_1^2 + c_6^* u_2^2\}i$	
$Z_{11,11} = -\frac{m_1}{2} d_7^2\omega^2 + k_{1d}d_3^2 + k_{3d}d_7^2 + (c_{1d}d_3^2\omega + c_{3d}^* d_7^2)i$	$Z_{12,12} = -\frac{m_1}{2} d_7^2\omega^2 + k_{1s}d_3^2 + k_{3s}d_7^2 + (c_{1s}d_3^2\omega + c_{3s}^* d_7^2)i$
$Z_{13,13} = -\frac{m_2}{2} d_8^2\omega^2 + k_{2d}d_4^2 + k_{4d}d_8^2 + (c_{2d}d_4^2\omega + c_{4d}^* d_8^2)i$	$Z_{14,14} = -\frac{m_2}{2} d_8^2\omega^2 + k_{2s}d_4^2 + k_{4s}d_8^2 + (c_{2s}d_4^2\omega + c_{4s}^* d_8^2)i$

continuare tabelul 3

$$Z_{6,8} = (d_5 - d_3)(k_{3s} - k_{3d}) + k_5 a_2 + k_6 b_2 u_2 + [(d_5 - d_3)(c^*_{3s} - c^*_{3d}) + c^*_5 a_2 + c^*_6 b_2 u_2]i$$

$$Z_{7,8} = (d_6 - d_4)(k_{4s} - k_{4d}) + k_5 a_3 + k_6 b_7 u_2 + [(d_6 - d_4)(c^*_{4s} - c^*_{4d}) + c^*_5 a_3 + c^*_6 b_7 u_2]i$$

$$Z_{8,11} = \left(\frac{m_1}{2}\omega^2 - k_{3d}\right) d_7(d_5 - d_3) + k_{1d} d_3^2 + [c_{1d} d_3^2 \omega - c^*_{3d} d_7(d_5 - d_3)]i$$

$$Z_{8,12} = -\left(\frac{m_1}{2}\omega^2 - k_{3s}\right) d_7(d_5 - d_3) - k_{1s} d_3^2 - [c_{1s} d_3^2 \omega - c^*_{3s} d_7(d_5 - d_3)]i$$

$$Z_{8,13} = \left(\frac{m_2}{2}\omega^2 - k_{4d}\right) d_8(d_6 - d_4) + k_{2d} d_4^2 + [c_{2d} d_4^2 \omega - c^*_{4d} d_8(d_6 - d_4)]i$$

$$Z_{8,14} = -\left(\frac{m_2}{2}\omega^2 - k_{4s}\right) d_8(d_6 - d_4) - k_{2s} d_4^2 - [c_{2s} d_4^2 \omega - c^*_{4s} d_8(d_6 - d_4)]i$$

$$Z_{6,11} = \left(-\frac{m_1}{2}\omega^2 + k_{3d}\right) d_7 + c^*_{3d} d_7 i \qquad Z_{6,12} = \left(-\frac{m_1}{2}\omega^2 + k_{3s}\right) d_7 + c^*_{3s} d_7 i$$

$$Z_{7,13} = \left(-\frac{m_2}{2}\omega^2 + k_{4d}\right) d_8 + c^*_{4d} d_8 i \qquad Z_{7,14} = \left(-\frac{m^2}{2}\omega^2 + k_{4s}\right) d_8 + c^*_{4s} d_8 i$$

$$F_6 = k_{3d} + k_{3s} + (c^*_{3d} + c^*_{3s})i \qquad F_7 = [k_{4d} + k_{4s} + (c^*_{4d} + c^*_{4s})i]e^{-i\omega t_0}$$

$$F_8 = [k_{3s} - k_{3d} + (c^*_{3s} - c^*_{3d})i](d_5 - d_3) + [k_{4s} - k_{4d} + (c^*_{4s} - c^*_{4d})i](d_6 - d_4)e^{-i\omega t_0}$$

$$F_{11} = d_7(k_{3d} + c^*_{3d} i) \qquad F_{12} = d_7(k_{3s} + c^*_{3s} i) \qquad F_{13} = d_8(k_{4d} + c^*_{4d} i)e^{-i\omega t_0} \qquad F_{14} = d_8(k_{4s} + c^*_{4s} i)e^{-i\omega t_0}$$

Tabelul 4

Suspensia independentă cu deplasarea verticală a roților pe ambele punți (valori pentru Z și F; fig. 3a, 3b)

$$Z_{6,6} = -M_1\omega^2 + k_{1d} + k_{1s} + k_5 b_{11}^2 + k_6 b_2^2 + [(c_{1d} + c_{1s})\omega + c^*_5 b_{11}^2 + c^*_6 b_2^2]i$$

$$Z_{7,7} = -M_2\omega^2 + k_{2d} + k_{2s} + k_5 b_{12}^2 + k_6 b_7^2 + [(c_{2d} + c_{2s})\omega + c^*_5 b_{12}^2 + c^*_6 b_7^2]i$$

$$Z_{8,8} = -M\rho_x^2\omega^2 + d_1^2(k_{1s} + k_{1d}) + d_2^2(k_{2s} + k_{2d}) + k_5 a_1^2 + k_6 u_2^2 + [d_1^2(c_{1s} + c_{1d})\omega + d_2^2(c_{2s} + c_{2d})\omega + c^*_5 a_1^2 + c^*_6 u_2^2]i$$

$$Z_{11,11} = -\frac{m_1}{2}\omega^2 + k_{1d} + k_{3d} + (c_{1d}\omega + c^*_{3d})i \qquad Z_{12,12} = -\frac{m_1}{2}\omega^2 + k_{1s} + k_{3s} + (c_{1s}\omega + c^*_{3s})i$$

continuare tabelul 4

$Z_{13,13} = -\frac{m_2}{2}\omega^2 + k_{2d} + k_{4d} + (c_{2d}\omega + c^*_{4d})i$	$Z_{14,14} = -\frac{m_2}{2}\omega^2 + k_{2s} + k_{4s} + (c_{2s}\omega + c^*_{4s})i$
$Z_{6,8} = d_1(k_{1s} - k_{1d}) + k_5 a_2 + k_6 b_2 u_2 + [d_1(c_{1s} - c_{1d})\omega + c^*_5 a_2 + c^*_6 b_2 u_2]i$	
$Z_{7,8} = d_2(k_{2s} - k_{2d}) + k_5 a_3 + k_6 b_7 u_2 + [d_2(c_{2s} - c_{2d})\omega + c^*_5 a_3 + c^*_6 b_7 u_2]i$	
$Z_{6,11} = -k_{1d} - c_{1d}\omega i$	$Z_{6,12} = -k_{1s} - c_{1s}\omega i$
$Z_{7,13} = -k_{2d} - c_{2d}\omega i$	$Z_{7,14} = -k_{2s} - c_{2s}\omega i$
$Z_{8,11} = d_1(k_{1d} + c_{1d}\omega i)$	$Z_{8,12} = -d_1(k_{1s} + c_{1s}\omega i)$
$Z_{8,13} = d_2(k_{2d} + c_{2d}\omega i)$	$Z_{8,14} = -d_2(k_{2s} + c_{2s}\omega i)$
$F_{11} = k_{3d} + c^*_{3d} i$	$F_{12} = k_{3s} + c^*_{3s} i$
$F_{13} = (k_{4d} + c^*_{4d} i)e^{-i\omega t_0}$	$F_{14} = (k_{4s} + c^*_{4s} i)e^{-i\omega t_0}$

Tabelul 5.

Suspensia rigidă pe toate roțile (valori pentru Z și F; fig 2a, 2b)

$Z_{6,6} = -M_1\omega^2 + k_{1d} + k_{1s} + k_5 b_{11}^2 + k_6 b_2^2 + [(c_{1d} + c_{1s})\omega + c^*_5 b_{11}^2 + c^*_6 b_2^2]i$	
$Z_{7,7} = -M_2\omega^2 + k_{2d} + k_{2s} + k_5 b_{12}^2 + k_6 b_7^2 + [(c_{2d} + c_{2s})\omega + c^*_5 b_{12}^2 + c^*_6 b_7^2]i$	
$Z_{8,8} = -M\rho_x^2\omega^2 + d_5^2(k_{1s} + k_{1d}) + d_6^2(k_{2s} + k_{2d}) + k_5 a_1^2 + k_6 u_2^2 + [d_5^2(c_{1s} + c_{1d})\omega + d_6^2(c_{2s} + c_{2d})\omega + c^*_5 a_1^2 + c_6 u_2^2]i$	
$Z_{11,11} = -m_1\omega^2 + k_{1s} + k_{1d} + k_{3s} + k_{3d} + [(c_{1s} + c_{1d})\omega + c^*_{3s} + c^*_{3d}]i$	
$Z_{13,13} = -m_2\omega^2 + k_{2s} + k_{2d} + k_{4s} + k_{4d} + [(c_{2s} + c_{2d})\omega + c^*_{4s} + c^*_{4d}]i$	
$Z_{12,12} = -m_1\rho_{x_1}^2\omega^2 + d_5^2(k_{1s} + k_{1d}) + d_1^2(k_{3s} + k_{3d}) + [d_5^2(c_{1s} + c_{1d})\omega + d_1^2(c^*_{3s} + c^*_{3d})]i$	
$Z_{14,14} = -m_2\rho_{x_2}^2\omega^2 + d_6^2(k_{2s} + k_{2d}) + d_2^2(k_{4s} + k_{4d}) + [d_6^2(c_{2s} + c_{2d})\omega + d_2^2(c^*_{4s} + c^*_{4d})]i$	
$Z_{6,8} = d_5(k_{1s} - k_{1d}) + k_5 a_2 + k_6 b_2 u_2 + [d_5(c_{1s} - c_{1d})\omega + c^*_5 a_2 + c^*_6 b_2 u_2]i$	
$Z_{7,8} = d_6(k_{2s} - k_{2d}) + k_5 a_3 + k_6 b_7 u_2 + [d_6(c_{2s} - c_{2d})\omega + c^*_5 a_3 + c^*_6 b_7 u_2]i$	
$Z_{6,11} = -(k_{1s} + k_{1d}) - (c_{1s} + c_{1d})\omega i$	$Z_{6,12} = d_5[(k_{1d} - k_{1s}) + (c_{1d} - c_{1s})\omega i]$
$Z_{7,13} = -(k_{2s} + k_{2d}) - (c_{2s} + c_{2d})\omega i$	$Z_{7,14} = d_6[(k_{2d} - k_{2s}) + (c_{2d} - c_{2s})\omega i]$

continuare tabelul 5

$Z_{8,11} = Z_{6,12}$	$Z_{8,12} = d_5^2 Z_{6,11}$	$Z_{8,13} = Z_{7,14}$	$Z_{8,14} = d_6^2 Z_{7,13}$

$$Z_{11,12} = -\,[d_5(k_{1d} - k_{1s}) + d_1(k_{3d} - k_{3s})] - [d_5(c_{1d} - c_{1s})\omega + d_1(c^*_{3d} - c^*_{3s})]i$$

$$Z_{13,14} = -\,[d_6(k_{2d} - k_{2s}) + d_2(k_{4d} - k_{4s})] - [d_6(c_{2d} - c_{2s})\omega + d_2(c^*_{4d} - c^*_{4s})]i$$

$F_{11} = k_{3d} + k_{3s} + (c^*_{3d} + c^*_{3s})i$	$F_{12} = d_1[(k_{3s} - k_{3d}) + (c^*_{3s} - c^*_{3d})i]$
$F_{13} = [k_{4d} + k_{4s} + (c^*_{4d} + c^*_{4s})i]e^{-i\omega t_0}$	$F_{14} = d_2[k_{4s} - k_{4d} + (c^*_{4s} - c^*_{4d})i]e^{-i\omega t_0}$

Tabelul 6

Suspensia independentă cu braț transversal pe puntea față și suspensia rigidă pe puntea spate (valori pentru Z și F; fig. 4a, 2b)

$$Z_{6,6} = -\,(M_1 + m_1)\omega^2 + k_{3s} + k_{3d} + k_5 b_{11}^2 + k_6 b_2^2 + [c^*_{3s} + c^*_{3d} + c^*_5 b_{11}^2 + c^*_6 b_2^2]i$$

$$Z_{6,11} = \left(-\frac{m_1}{2}\omega^2 + k_{3d}\right) d_7 + c^*_{3d} d_7 i$$

$$Z_{7,7} = -\,M_2\omega^2 + k_{2s} + k_{2d} + k_5 b_{12}^2 + k_6 b_7^2 + [(c_{2s} + c_{2d})\omega + c^*_5 b_{12}^2 + c^*_6 b_7^2]i$$

$$Z_{6,12} = \left(-\frac{m_1}{2}\omega^2 + k_{3s}\right) d_7 + c^*_{3s} d_7 i$$

$$Z_{8,8} = -\,[M\rho_x^2 + m_1(d_5 - d_3)^2]\omega^2 + d_3^2(k_{1s} + k_{1d}) + d_6^2(k_{2s} + k_{2d}) + k_5 a_1^2 + k_6 u_2^2 + (d_5 - d_3)^2(k_{3s} + k_{3d}) + [d_3^2(c_{1s} + c_{1d})\omega + d_6^2(c_{2s} + c_{2d})\omega + c^*_5 a_1^2 + c^*_6 u_2^2 + (d_5 - d_3)^2(c^*_{3s} + c^*_{3d})]i$$

$$Z_{11,11} = -\frac{m_1}{2} d_7^2\omega^2 + k_{1d} d_3^2 + k_{3d} d_7^2 + (c_{1d} d_3^2\omega + c^*_{3d} d_7^2)i$$

$$Z_{12,12} = -\frac{m_1}{2} d_7^2\omega^2 + k_{1s} d_3^2 + k_{3s} d_7^2 + (c_{1s} d_3^2\omega + c^*_{3s} d_7^2)i$$

$$Z_{13,13} = -\,m_2\omega^2 + k_{2s} + k_{2d} + k_{4s} + k_{4d} + [(c_{2s} + c_{2d})\omega + c^*_{4s} + c^*_{4d}]i$$

$$Z_{7,13} = -(k_{2s} + k_{2d}) - (c_{2s} + c_{2d})\omega i$$

$$Z_{14,14} = -\,m_2\rho_{x2}^2\omega^2 + d_6^2(k_{2s} + k_{2d}) + d_2^2(k_{4s} + k_{4d}) + [d_6^2(c_{2s} + c_{2d})\omega + d_2^2(c^*_{4s} + c^*_{4d})]i$$

$$Z_{6,8} = (d_5 - d_3)(k_{3s} - k_{3d}) + k_5 a_2 + k_6 b_2 u_2 + [(d_5 - d_3)(c^*_{3s} - c^*_{3d}) + c^*_5 a_2 + c^*_6 b_2 u_2]i$$

$$Z_{7,14} = d_6[(k_{2d} - k_{2s}) + (c_{2d} - c_{2s})\omega i]$$

continuare tabelul 6

$Z_{7,8} = d_6(k_{2s} - k_{2d}) + k_5 a_3 + k_6 b_7 u_2 + [d_6(c_{2s} - c_{2d})\omega + c_5^* a_3 + c_6^* b_7 u_2]i$	$Z_{8,13} = Z_{7,14}$
$Z_{8,11} = d_7(d_5 - d_3)\left(\frac{m_1}{2}\omega^2 - k_{3d} - c_{3d}^* i\right) + d_3^2(k_{1d} + c_{1d}\omega i)$	$Z_{8,12} = -d_7(d_5 - d_3)\left(\frac{m_1}{2}\omega^2 - k_{3s} - c_{3s}^* i\right) - d_3^2(k_{1s} + c_{1s}\omega i)$
$Z_{13,14} = -[d_6(k_{2d} - k_{2s}) + d_2(k_{4d} - k_{4s})] - [d_6(c_{2d} - c_{2s})\omega + d_2(c_{4d}^* - c_{4s}^*)]i$	$Z_{8,14} = d_6^2 Z_{7,13}$
$F_6 = k_{3s} + k_{3d} + (c_{3s}^* + c_{3d}^*)i$	$F_8 = [k_{3s} - k_{3d} + (c_{3s}^* - c_{3d}^*)i](d_5 - d_3)$ / $F_{11} = d_7(k_{3d} + c_{3d}^* i)$
$F_{12} = d_7(k_{3s} + c_{3s}^* i)$	$F_{13} = [k_{4s} + k_{4d} + (c_{4s}^* + c_{4d}^*)i]e^{-i\omega t_0}$ / $F_{14} = d_2[k_{4s} - k_{4d} + (c_{4s}^* - c_{4d}^*)i]e^{-i\omega t_0}$

Tabelul 7.

Suspensia independentă cu deplasarea verticală a roților pe puntea față și suspensia rigidă pe puntea spate (valori pentru Z și F; fig. 3a, 2b)

$Z_{6,6} = -M_1\omega^2 + k_{1s} + k_{1d} + k_5 b_{11}^2 + k_6 b_2^2 + [(c_{1s} + c_{1d})\omega + c_5^* b_{11}^2 + c_6^* b_2^2]i$	$Z_{6,11} = -k_{1d} - c_{1d}\omega i$
$Z_{7,7} = -M_2\omega^2 + k_{2s} + k_{2d} + k_5 b_{12}^2 + k_6 b_7^2 + [(c_{2s} + c_{2d})\omega + c_5^* b_{12}^2 + c_6^* b_7^2]i$	$Z_{6,12} = -k_{1s} - c_{1s}\omega i$
$Z_{8,8} = -M\rho_x^2\omega^2 + d_1^2(k_{1s} + k_{1d}) + d_6^2(k_{2s} + k_{2d}) + k_5 a_1^2 + k_6 u_2^2 + [d_1^2(c_{1s} + c_{1d})\omega + d_6^2(c_{2s} + c_{2d})\omega + c_5^* a_1^2 + c_6^* u_2^2]i$	
$Z_{11,11} = -\frac{m_1}{2}\omega^2 + k_{1d} + k_{3d} + (c_{1d}\omega + c_{3d}^*)i$	$Z_{12,12} = -\frac{m_1}{2}\omega^2 + k_{1s} + k_{3s} + (c_{1s}\omega + c_{3s}^*)i$
$Z_{13,13} = -m_2\omega^2 + k_{2s} + k_{2d} + k_{4s} + k_{4d} + [(c_{2s} + c_{2d})\omega + c_{4s}^* + c_{4d}^*]i$	
$Z_{14,14} = -m_1\rho_{x2}^2\omega^2 + d_6^2(k_{2s} + k_{2d}) + d_2^2(k_{4s} + k_{4d}) + [d_6^2(c_{2s} + c_{2d})\omega + d_2^2(c_{4s}^* + c_{4d}^*)]i$	
$Z_{6,8} = d_1(k_{1s} - k_{1d}) + k_5 a_2 + k_6 b_2 u_2 + [d_1(c_{1s} - c_{1d})\omega + c_5^* a_2 + c_6^* b_2 u_2]i$	$Z_{8,11} = -d_1 Z_{6,11}$
$Z_{7,8} = d_6(k_{2s} - k_{2d}) + k_5 a_3 + k_6 b_7 u_2 + [d_6(c_{2s} - c_{2d})\omega + c_5^* a_3 + c_6^* b_7 u_2]i$	$Z_{8,12} = d_1 Z_{6,12}$
$Z_{7,13} = -(k_{2s} + k_{2d}) - (c_{2s} + c_{2d})\omega i$	$Z_{7,14} = d_6[k_{2d} - k_{2s} + (c_{2d} - c_{2s})\omega i]$ / $Z_{8,13} = Z_{7,14}$
$Z_{13,14} = d_6(k_{2s} - k_{2d}) + d_2(k_{4s} - k_{4d}) + [d_6(c_{2s} - c_{2d})\omega + d_2(c_{4s}^* - c_{4d}^*)]i$	$Z_{8,14} = d_6^2 Z_{7,13}$
$F_{11} = k_{3d} + c_{3d}^* i$	$F_{13} = [k_{4s} + k_{4d} + (c_{4s}^* + c_{4d}^*)i]e^{-i\omega t_0}$
$F_{12} = k_{3s} + c_{3s}^* i$	$F_{14} = d_2[k_{4s} - k_{4d} + (c_{4s}^* - c_{4d}^*)i]e^{-i\omega t_0}$

Tabelul 8.

Suspensia independentă cu braț transversal pe puntea față și suspensia independentă cu deplasarea verticală a roților pe puntea spate (valori Z și F, fig. 4a, 3b)

$$Z_{6,6} = -(M_1 + m_1)\omega^2 + k_{3s} + k_{3d} + k_5 b_{11}^2 + k_6 b_2^2 + (c_{3s}^* + c_{3d}^* + c_5^* b_{11}^2 + c_6^* b_2^2)i$$

$$Z_{7,7} = -M_2\omega^2 + k_{2s} + k_{2d} + k_5 b_{12}^2 + k_6 b_7^2 + [(c_{2s} + c_{2d})\omega + c_5^* b_{12}^2 + c_6^* b_7^2]i$$

$$Z_{8,8} = -[M\rho_x^2 + m_1(d_5 - d_3)^2]\omega^2 + d_3^2(k_{1s} + k_{1d}) + d_2^2(k_{2s} + k_{2d}) + (d_5 - d_3)^2(k_{3s} + k_{3d}) + k_5 a_1^2 + k_6 u_2^2 + [d_3^2(c_{1s} + c_{1d})\omega + d_2^2(c_{2s} + c_{2d})\omega + (d_5 - d_3)^2(c_{3s}^* + c_{3d}^*) + c_5^* a_1^2 + c_6^* u_2^2]i$$

$$Z_{11,11} = -\frac{m_1}{2} d_7^2\omega^2 + k_{1d}d_3^2 + k_{3d}d_7^2 + (c_{1d}d_3^2\omega + c_{3d}^* d_7^2)i$$

$$Z_{12,12} = -\frac{m_1}{2} d_7^2\omega^2 + k_{1s}d_3^2 + k_{3s}d_7^2 + (c_{1s}d_3^2\omega + c_{3s}^* d_7^2)i$$

$$Z_{13,13} = -\frac{m_2}{2}\omega^2 + k_{2d} + k_{4d} + (c_{2d}\omega + c_{4d}^*)i$$

$$Z_{14,14} = -\frac{m_2}{2}\omega^2 + k_{2s} + k_{4s} + (c_{2s}\omega + c_{4s}^*)i$$

$$Z_{6,8} = (d_5 - d_3)(k_{3s} - k_{3d}) + k_5 a_2 + k_6 b_2 u_2 + [(d_5 - d_3)(c_{3s}^* - c_{3d}^*) + c_5^* a_2 + c_6^* b_2 u_2]i$$

$$Z_{7,13} = -k_{2d} - c_{2d}\omega i$$

$$Z_{7,8} = d_2(k_{2s} - k_{2d}) + k_5 a_3 + k_6 b_7 u_2 + [d_2(c_{2s} - c_{2d})\omega + c_5^* a_3 + c_6^* b_7 u_2]i$$

$$Z_{7,14} = -k_{2s} - c_{2s}\omega i$$

$$Z_{6,11} = \left(-\frac{m_1}{2}\omega^2 + k_{3d}\right)d_7 + c_{3d}^* d_7 i$$

$$Z_{6,12} = \left(-\frac{m_1}{2}\omega^2 + k_{3s}\right)d_7 + c_{3s}^* d_7 i$$

$$Z_{8,11} = \left(\frac{m_1}{2}\omega^2 - k_{3d}\right)d_7(d_5 - d_3) + k_{1d}d_3^2 + [c_{1d}d_3^2\omega - c_{3d}^* d_7(d_5 - d_3)]i$$

$$Z_{8,13} = -d_2 Z_{7,13}$$

$$Z_{8,12} = -\left(\frac{m_1}{2}\omega^2 - k_{3s}\right)d_7(d_5 - d_3) - k_{1s}d_3^2 - [c_{1s}d_3^2\omega - c_{3s}^* d_7(d_5 - d_3)]i$$

$$Z_{8,14} = d_2 Z_{7,14}$$

$$F_6 = (k_{3s} + k_{3d}) + (c_{3s}^* + c_{3d}^*)i$$

$$F_8 = [k_{3s} - k_{3d} + (c_{3s}^* - c_{3d}^*)i](d_5 - d_3)$$

$$F_{11} = d_7(k_{3d} + c_{3d}^* i)$$

$$F_{12} = d_7(k_{3s} + c_{3s}^* i)$$

$$F_{13} = (k_{4d} + c_{4d}^* i)e^{-i\omega t_0}$$

$$F_{14} = (k_{4s} + c_{4s}^* i)e^{-i\omega t_0}$$

Tabelul 9.

Suspensia independentă cu deplasarea verticală a roţilor pe puntea faţă şi suspensia independentă cu braţ transversal pe puntea spate (valori Z şi F; fig. 3a, 4b)

$Z_{6,6} = -M_1\omega^2 + k_{1s} + k_{1d} + k_5 b_{11}^2 + k_6 b_2^2 + [(c_{1s} + c_{1d})\omega + c_5^* b_{11}^2 + c_6^* b_2^2]i$	$Z_{6,11} = -k_{1d} - c_{1d}\omega i$
$Z_{7,7} = -(M_2 + m_2)\omega^2 + k_{4s} + k_{4d} + k_5 b_{12}^2 + k_6 b_7^2 + [c_{4s}^* + c_{4d}^* + c_5^* b_{12}^2 + c_6^* b_7^2]i$	$Z_{6,12} = -k_{1s} - c_{1s}\omega i$
$Z_{8,8} = -[M\rho_x^2 + m_2(d_6 - d_4)^2]\omega^2 + d_1^2(k_{1s} + k_{1d}) + d_4^2(k_{2s} + k_{2d}) + (d_6 - d_4)^2(k_{4s} + k_{4d}) + k_5 a_1^2 + k_6 u_2^2 + [d_1^2(c_{1s} + c_{1d})\omega + d_4^2(c_{2s} + c_{2d})\omega + (d_6 - d_4)^2(c_{4s}^* + c_{4d}^*) + c_5^* a_1^2 + c_6^* u_2^2]i$	
$Z_{11,11} = -\frac{m_1}{2}\omega^2 + k_{1d} + k_{3d} + (c_{1d}\omega + c_{3d}^*)i$	$Z_{12,12} = -\frac{m_1}{2}\omega^2 + k_{1s} + k_{3s} + (c_{1s}\omega + c_{3s}^*)i$
$Z_{13,13} = -\frac{m_2}{2} d_8^2\omega^2 + k_{2d}d_4^2 + k_{4d}d_8^2 + (c_{2d}d_4^2\omega + c_{4d}^* d_8^2)i$	$Z_{14,14} = -\frac{m_2}{2} d_8^2\omega^2 + k_{2s}d_4^2 + k_{4s}d_8^2 + (c_{2s}d_4^2\omega + c_{4s}^* d_8^2)i$
$Z_{6,8} = d_1(k_{1s} - k_{1d}) + k_5 a_2 + k_6 b_2 u_2 + [d_1(c_{1s} - c_{1d})\omega + c_5^* a_2 + c_6^* b_2 u_2]i$	$Z_{7,13} = \left(-\frac{m_2}{2}\omega^2 + k_{4d} + c_{4d}^* i\right) d_8$
$Z_{7,8} = (d_6 - d_4)[k_{4s} - k_{4d} + (c_{4s}^* - c_{4d}^*)i] + k_5 a_3 + k_6 b_7 u_2 + (c_5^* a_3 + c_6^* b_7 u_2)i$	$Z_{7,14} = \left(-\frac{m_2}{2}\omega^2 + k_{4s} + c_{4s}^* i\right) d_8$
$Z_{8,13} = d_8(d_6 - d_4)\left(\frac{m_2}{2}\omega^2 - k_{4d} - c_{4d}^* i\right) + k_{2d}d_4^2 + c_{2d}d_4^2\omega i$	$Z_{8,11} = -d_1 Z_{6,11}$
$Z_{8,14} = -d_8(d_6 - d_4)\left(\frac{m_2}{2}\omega^2 - k_{4s} - c_{4s}^* i\right) - k_{2s}d_4^2 - c_{2s}d_4^2\omega i$	$Z_{8,12} = d_1 Z_{6,12}$
$F_7 = [k_{4s} + k_{4d} + (c_{4s}^* + c_{4d}^*)i]e^{-i\omega t_0}$	$F_8 = (d_6 - d_4)[k_{4s} - k_{4d} + (c_{4s}^* - c_{4d}^*)i]e^{-i\omega t_0}$
$F_{11} = k_{3d} + c_{3d}^* i$	$F_{12} = k_{3s} + c_{3s}^* i$
$F_{13} = d_8(k_{4d} + c_{4d}^* i)e^{-i\omega t_0}$	$F_{14} = d_8(k_{4s} + c_{4s}^* i)e^{-i\omega t_0}$

termenilor din matricele $[Z]$ şi $\{F\}$ cu tabelele 3÷9 (în funcţie de felul suspensiei). Se utilizează următoarele notaţii (în afara celor prezentate în tabelul 1):

ρ_x şi ρ_y sînt razele de inerţie ale masei suspendate în raport cu axele x şi y trecînd prin centrul ei de greutate;

ρ_z este raza de inerție a automobilului în raport cu axa verticală trecînd prin centrul său de greutate;

ρ_{x1} și ρ_{x2} sînt razele de inerție a părții nesuspendate față, respectiv spate, în raport cu axa longitudinală orizontală trecînd prin centrul de greutate al punții respective (și fiind paralelă cu axa longitudinală O_1s a sistemului fix);

$t_0 = \frac{L}{v}$ este întîrzierea cu care puntea spate ajunge pe neregularitatea peste care a trecut puntea din față (mișcarea automobilului fiind rectilinie și uniformă);

$c^* = c\omega$ este constanta de amortizare, care în cazul elementelor din cauciuc și material plastic [3] este independentă de pulsația ω a forței perturbatoare.

Studiul vibrațiilor automobilelor în complex se poate face unificat, pentru diferite tipuri de suspensii, utilizînd ecuațiile matriceale (4) și tabelele 2÷9.

Concluzii

În lucrare sînt stabilite ecuații pentru studiul oscilațiilor automobilelor avînd diferite tipuri de suspensii. Aspectul matematic complicat al sistemelor de ecuații diferențiale de ordinul al doilea care au fost obținute (vezi relațiile (2)) impun utilizarea calculatorului pentru studiul oscilațiilor automobilelor.

Studiul ecuațiilor în complex are avantajul centralizării calculelor deoarece, așa cum este prezentat în lucrare, dă posibilitatea realizării unui program de calcul general, valabil pentru orice tip de automobil. Odată ce se elaborează un program pe calculatorul numeric pentru studiul vibrațiilor unui automobil cu un anumit tip de suspensie, programul poate fi utilizat pentru oricare alt tip, modificînd cîteva cartele (privind impedanțele mecanice $Z_{i,j}$ și forțele perturbatoare F_i).

Modelele matematice elaborate în această lucrare permit studiul influenței forțelor perturbatoare (datorită neregularităților drumului) asupra persoanelor dintr-un automobil, precum și calculul parametrilor de confort în punctele impuse de standardul în vigoare în țara noastră. Studiul este făcut pe modele foarte generale care țin seama și de nesimetriile din sistem.

Pornind de la ecuațiile stabilite, se poate programa pe calculator un studiu al influențelor elementelor de arc și amortizare din sistem asupra confortului și sarcinii dinamice, totodată se poate realiza optimizarea suspensiei automobilelor cu ajutorul calculatorului. Acest studiu este util atît la construcția și proiectarea unor automobile cu performanțe superioare, precum și la reproiectarea tipurilor existente, pentru a fi competitive pe plan mondial.

Ecuațiile stabilite permit de asemenea studiul influenței nesimetriilor în sistem (care apar de exemplu în cazul cînd nu se circulă cu pneurile la presiunea nominală, indicată de fabrica constructoare) asupra comportării în exploatare a autovehiculelor.

Așadar, studiul sistemelor generale de ecuații, stabilite în lucrare, va furniza concluzii utile atît pentru construcția și proiectarea unor automobile confortabile, cît și pentru exploatarea acestora.

BIBLIOGRAFIE

1. *Rotenberg, R. V.*, Podveska avtomobilia i evo kolebania, Mașinostroenie, 1972.
2. *Kuznețov*, I., Avtomobilnaia promîșlennosti, nr. 6/iunie, 1977,
3. *Mitschke*, M., D.K.S., nr. 157/1962.
4. *Gaub, F., Isermann, H.*, A.T.Z., nr. 3/1974,
5. * * * STAS R 6926/74. Autovehicule. Metode de încercare. Verificarea calității suspensiei

Aspects Concerning the Vibrations of Automobiles with Different Suspension Types

This paper has in view to establish equations for the study of oscillations for the automobiles with different suspension types. The investigation starts from a mathematical model with 14 degrees of freedom which takes into account the eventual existance of a nonsymetrical system.

The second type differential equations, resulted by using Lagrange equations, are studied in the complex plane. Hence a unitary view of calculations for all types of automobiles is obtained. The established complex algebric equations can be studied using the computer, resulting useful conclusions both for the designing — building of comfortable automobiles and their behaviour in service.

BULETINUL INSTITUTULUI POLITEHNIC „GHEORGHE GHEORGHIU-DEJ"
BUCUREȘTI
SERIA MECANICĂ
Tomul XL — 1978, Numărul 3

MOTOARE CU ARDERE INTERNĂ

C.Z.: 621.433:629.113

CERCETĂRI PRIVIND PROCESUL DE ADMISIUNE LA MOTOARELE DE AUTOVEHICULE ÎN PATRU TIMPI

B. GRÜNWALD, M. VIOREANU, MIHAELA BONCOI-VIOREANU*

În lucrare s-a elaborat o metodă de calcul al procesului de admisiune care ia în considerare atît aspectul gazodinamic cît și aspectul termic al procesului. S-a obținut un sistem transcendent de cinci ecuații algebrice, care definește un număr de cinci parametri ai procesului. Prin intermediul unui program de calcul rulat pe calculatorul Felix C—256, s-a cercetat influența unui număr de factori asupra performanțelor procesului de admisiune. În final se face o confruntare a rezultatelor obținute prin metoda de calcul cu datele experimentale și se obține o coincidență satisfăcătoare.

Pentru proiectare este nevoie de o metodă de calcul operativă a procesului de umplere a cilindrului cu fluid proaspăt, care să ofere informații asupra parametrilor de stare de la sfîrșitul cursei sau procesului de admisiune. Totodată sînt necesare informații despre gradul de umplere a cilindrului cu fluid proaspăt în vederea evaluării unor parametri constructivi ai sistemului de distribuție.

Metodele globale de calcul s-au dezvoltat pe două direcții distincte : una dintre ele, ilustrată în lucrarea [1] și mai recent în [2], are în vedere numai latura gazodinamică a procesului, cealaltă, ilustrată în lucrarea [3] are în vedere numai latura termică a procesului. În lucrarea de față s-a elaborat o metodă de calcul, care ia în considerare ambele aspecte ale procesului. S-a obținut un sistem de cinci ecuații algebrice care definește un număr de cinci parametri ai procesului, în interdependență reciprocă.

Metoda de calcul are în vedere următoarele simplificări : 1) admisiunea se efectuează la presiune constantă, începe în punctul mort interior și se încheie în momentul în care supapa de admisiune se așează pe sediu, adică după punctul mort exterior ; 2) la începutul admisiunii în cilindru se găsesc gaze reziduale ; 3) fluidul proaspăt se încălzește în contact cu pereții ; 4) vitezele de curgere, rezistențele gazodinamice, secțiunile de trecere au valori medii ; 5) fluidul motor este un gaz perfect.

Manuscris predat redacției la data de 30 mai 1978.

* Prof. dr. ing. la Catedra de motoare cu ardere internă ; studenți anul V, Facultatea de Transporturi, secția autovehicule rutiere.

Pe baza ecuației de bilanț masic și ținînd seama de ecuația de stare a gazelor s-a obținut următoarea relație care definește coeficientul de umplere η_v:

$$\eta_v = \frac{p_a}{p_0} \cdot \frac{T_0}{T_a} \cdot \frac{1}{1 - \varphi_{us} + \gamma_g} \tag{1}$$

În ipoteza că, la motoarele în patru timpi, volumul gazelor reziduale, cînd pistonul se află în punctul mort interior este egal cu volumul minim al camerei de ardere și pe baza ecuațiilor de stare se obține o relație care definește coeficientul gazelor reziduale γ_g:

$$\gamma_g = \frac{p_g}{p_0} \cdot \frac{T_0}{T_g} \cdot \frac{1}{\eta_v(\varepsilon - 1)} \tag{2}$$

Pe baza ecuației conservării energiei curentului de fluid proaspăt, care curge prin conducta de admisiune și ținînd seama de debitul de gaz, se obține o relație care definește presiunea în poarta supapei de admisiune p_{psa}:

$$p_{psa} = p_0 - 10^{-4}(1 + \zeta_a)\frac{\gamma_0}{2g}\left(\frac{D^2}{d_{sa}^{*2}} \cdot \frac{180}{\Delta\alpha_a} \cdot \eta_v\right)^2 \cdot W_{pm}^2 \tag{3}$$

Pe baza ecuației conservării energiei curentului de fluid proaspăt care trece prin secțiunea oferită de supapa de admisiune și ținînd din nou seama de legea debitului, se obține o relație care definește presiunea în cilindru p_a, la sfîrșitul cursei de admisiune:

$$p_a = p_{psa} \cdot \left[1 - 18\,\frac{k-1}{a_{fp}^2} \cdot \left(\frac{\eta_v}{\mu_{sa}}\right)^2 \cdot \frac{n^2}{\Delta\alpha_a^2 \cdot SL_{sa}^2}\right]^{\frac{k}{k-1}} \tag{4}$$

Dacă se efectuează bilanțul energetic al fluidului motor în cilindru, la finele cursei de admisiune se obține o relație care definește temperatura T_a, a gazelor în punctul mort exterior:

$$T_a = T_0 \frac{1}{1 - \varphi_{us} + \gamma_g}\left[k(1 - \varphi_{us})\theta + \frac{1}{\eta_v}\left(\frac{1}{\varepsilon - 1} \cdot \frac{p_g}{p_0} - (k-1)\frac{p_a}{p_0}\right)\right] \tag{5}$$

Parametrii care apar în cele cinci relații au fost notați după cum urmează, în ordinea apariției lor: p_0 — presiunea mediului ambiant; T_0 — temperatura mediului ambiant; ε — raportul de comprimare; φ_{us} — coeficientul umplerii suplimentare care reprezintă raportul dintre numărul de *kilomoli* de fluid proaspăt care pătrunde în cilindru după punctul mort exterior, și numărul de kilomoli de fluid proaspăt care ajunge în cilindru în procesul de admisiune; p_g — presiunea gazelor reziduale cînd pistonul este la punctul mort interior; T_g — temperatura

gazelor reziduale; ζ_a — coeficientul de rezistență al sistemului de admisiune; γ_0 — greutatea specifică a fluidului proaspăt la p_0, T_0; g — accelerația gravitațională; D — alezajul; d^*_{sa} — diametrul mic al talerului supapei de admisiune; $\Delta\alpha_a$ — durata procesului de admisiune în $^\circ RA$; W_{pm} — viteza medie a pistonului; k — exponentul adiabatic al fluidului proaspăt introdus în cilindru; a_{fp} — viteza sunetului în fluidul proaspăt; μ_{sa} — coeficientul de debit al secțiunii oferită de supapa de admisiune; n — turația motorului; SL_{sa} — secțiunea litrică a supapei de admisiune, adică secțiunea medie oferită de supapa de admisiune raportată la cilindree; θ — gradul de încălzire a fluidului proaspăt în contact cu pereții.

Dacă se consideră parametrii amintiți drept mărimi cunoscute, atunci cele cinci relații se transformă într-un sistem de cinci ecuații cu următoarele necunoscute:

$$\eta_v,\ \gamma_g,\ p_{psa},\ p_a,\ Ta.$$

Prin substituție se obține următoarea ecuație transcendentă în η_v:

$$\frac{\dfrac{p_0\eta_v\cdot\theta\cdot k(\varepsilon-1)(1-\varphi_{us})+p_g}{1+k(\varepsilon-1)}}{p_0-10^{-4}(1+\zeta_a)\dfrac{\gamma_0}{2g}\left(\dfrac{D^2}{d^*_{sa}}\cdot\dfrac{180}{\Delta\alpha_a}\cdot\eta_v\right)^2\cdot W^2_{pm}} =$$

$$=\left[1-18\,\frac{k-1}{a^2_{fp}}\left(\frac{\eta_v}{\mu_{sa}}\right)^2\frac{n^2}{\Delta\alpha^2_a\cdot SL^2_{sa}}\right]^{\frac{k}{k-1}} \tag{6}$$

Rădăcina ecuației se determină prin una din metodele numerice cunoscute. După soluționarea sistemului se calculează în plus viteza de curgere a fluidului prin secțiunea oferită de supapă:

$$W_a=\frac{\eta_v}{\mu_{sa}}\cdot\frac{6n}{\Delta\alpha_a\cdot SL_{sa}} \tag{7}$$

Pentru soluționarea ecuației în η_v s-a elaborat un program de calcul care folosește două metode: metoda coardei și metoda înjumătățirii intervalului. Alegerea uneia sau a alteia dintre metode se face în funcție de eroarea cerută. Programul de calcul cuprinde două părți: a) un subprogram care calculează rădăcina dintr-un interval dat, pentru parametrii cunoscuți și eroarea cerută; b) a doua parte este programul propriu-zis format la rîndul său din două segmente. Primul segment definește ecuația într-o formă mult simplificată, accesibilă calculatorului; al doilea segment definește fiecare parte a ecuației în η_v, definește parametrii de calcul, stabilește intervalul în care se va căuta rădăcina și după aflarea acestuia, rezolvă cele cinci ecuații ale sistemului. Programul a fost conceput pentru efectuarea studiilor asupra mai multor variante. În studiul efectuat s-a fixat o variantă de bază, celelalte avînd variabil unul din următorii parametri: raportul de comprimare ε; coeficientul de umplere suplimentară φ_{us}; presiunea și temperatura gazelor reziduale p_g și T_g; coeficientul de

debit μ_{sa}; secțiunea litrică a supapei de admisiune SL_{sa}; unghiul de deschidere a supapei de admisiune α_a; coeficientul de rezistență al sistemului de admisiune ζ_a; gradul de încălzire a fluidului în contact cu pereții θ; presiunea și temperatura mediului ambiant p_0 și T_0.

Pentru efectuarea calculului s-au introdus următoarele date inițiale: alezajul D; cursa S; presiunea și temperatura mediului ambiant p_0 și T_0; coeficientul de exces de aer λ; raportul de comprimare ε; coeficientul de umplere suplimentară φ_{us}; presiunea și temperatura gazelor reziduale p_g și T_g; coeficientul de debit μ_{sa}; secțiunea litrică a supapei de admisiune

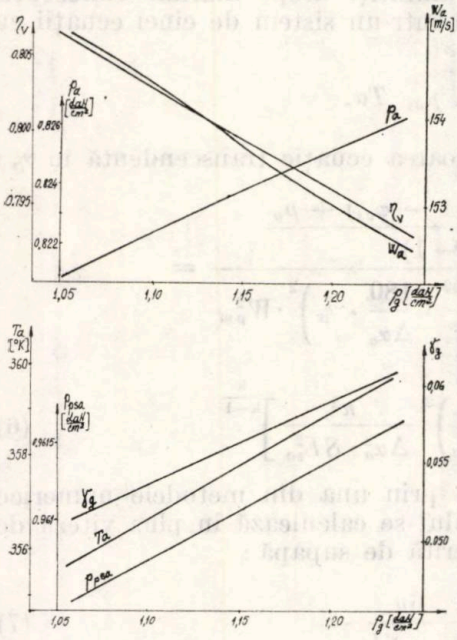


Fig. 1

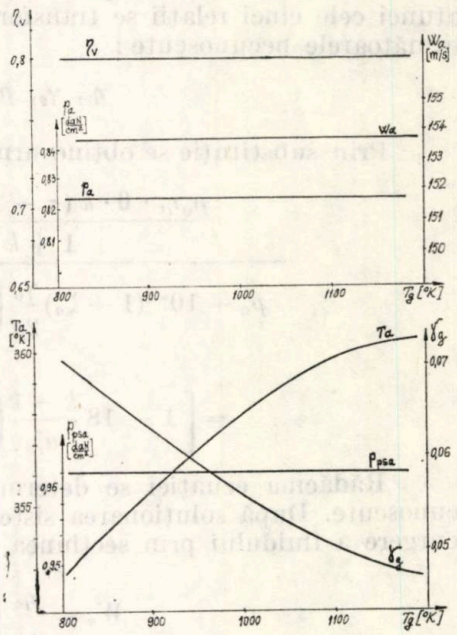


Fig. 2

SL_{sa}; avansul la deschiderea supapei de admisiune față de punctul mort interior α_{DSA}; unghiul de închidere a supapei de admisiune față de punctul mort exterior α_{ISA}; coeficientul de rezistență al sistemului de admisiune ζ_a; gradul de încălzire a fluidului în contact cu pereții θ. Datele finale ale programului de calcul sînt soluțiile sistemului de cinci ecuații care definește procesul de admisiune și viteza de curgere prin secțiunea oferită de supapă.

S-a cercetat influența unui număr de factori asupra parametrilor procesului de umplere.

În figurile 1 și 2 se arată influența presiunii p_g, respectiv a temperaturii T_g. Se observă că mărirea presiunii p_g cu 20% mărește coeficientul γ_g în aceeași proporție, dar reduce coeficientul η_v aproximativ cu numai 2%. Mărirea temperaturii T_g cu 50% practic nu afectează pe η_v, ceea ce se datorește reducerii lui γ_g aproape în aceeași proporție.

Din figura 3, se observă că mărirea gradului de încălzire θ are ca efect principal creşterea temperaturii T_a şi ca urmare, reducerea lui η_v.

Din figura 4 rezultă că mărirea lui ε cu două unităţi de la 8 la 10, nu influenţează practic pe η_v.

O influenţă importantă asupra coeficientului de umplere a o exercită pierderile gazodinamice, ilustrate prin μ_{sa} (fig. 5) şi ζ_a (fig. 6). Creşterea

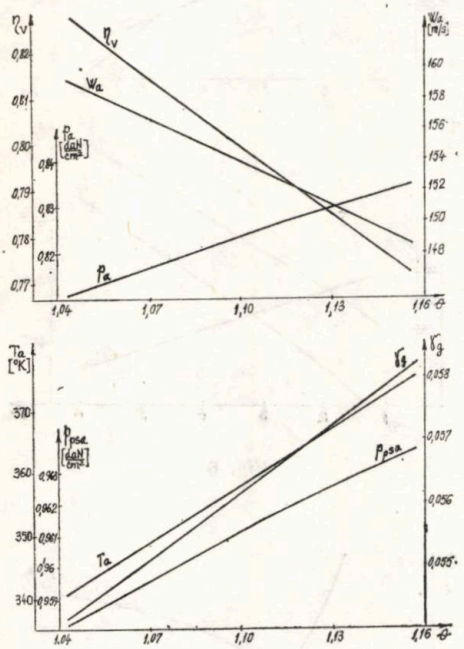


Fig- 3

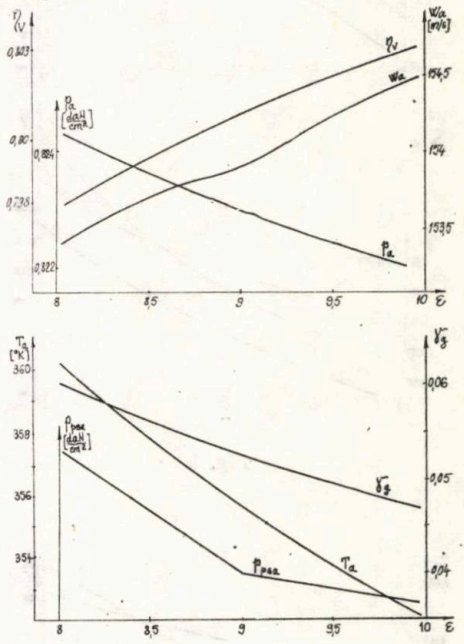


Fig. 4

coeficientului de debit μ_{sa} cu 15% are practic aceeaşi influenţă ca şi reducerea la jumătate a coeficientului de pierderi ζ_a al traseului de admisiune.

Mărirea de patru ori a coeficientului de umplere suplimentară sporeşte coeficientul de umplere η_v cu aproximativ 10% (fig. 7).

O influenţă deosebită o exercită secţiunea litrică a supapei (fig. 8) şi anume, mărirea lui SL_{sa} de la 0,3 la 1,2 sporeşte coeficientul de umplere cu 60%. În proiectare se poate acţiona ferm în această direcţie. Totuşi este interesant de observat că mărimea secţiunii litrice a supapei nu este la fel de eficientă pe tot domeniul de variaţie; astfel la creşterea lui SL_{sa} de la 1,2 la 1,8, deci cu 50%, coeficientul de umplere creşte abia cu 3—4%. Acest fapt are o importanţă deosebită deoarece după cum se ştie sporirea secţiunii litrice pretinde soluţii constructive complicate şi costisitoare (de exemplu : camera de ardere cu supape înclinate) sau compromite durabilitatea (cînd creşte înălţimea de ridicare a supapei se amplifică secţiunea litrică numai în domeniul de eficienţă maximă).

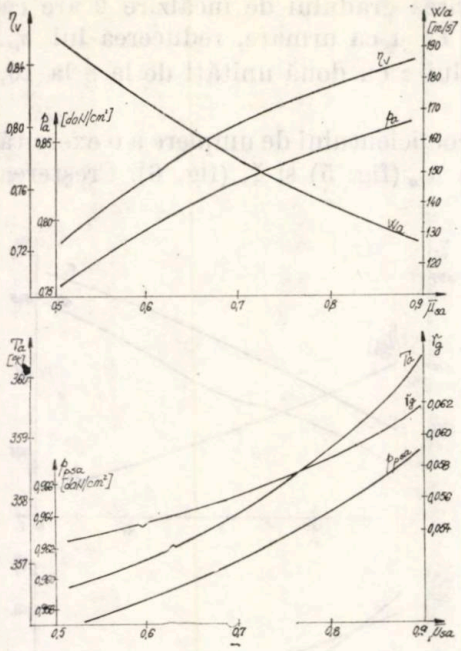


Fig. 5

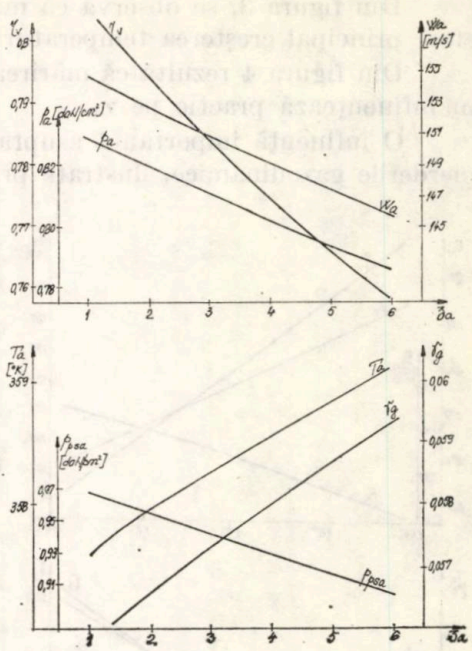


Fig. 6

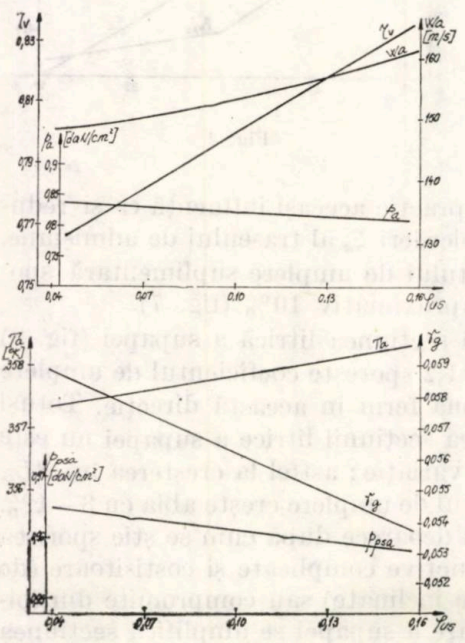


Fig. 7

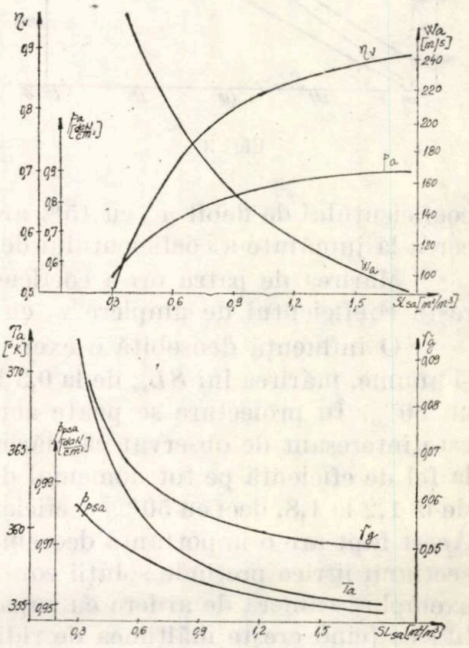


Fig. 8

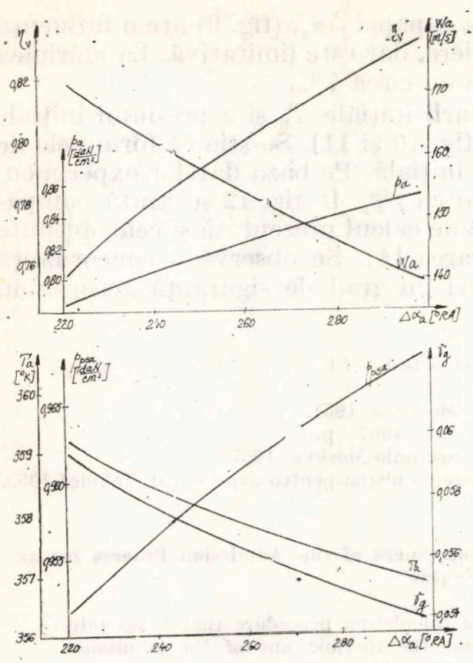


Fig. 9

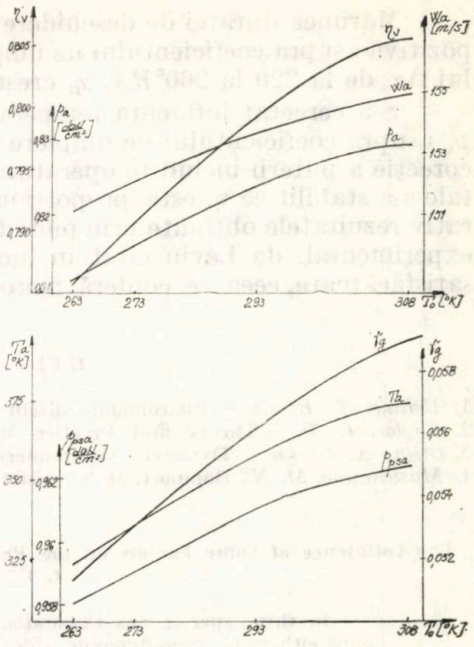


Fig. 10

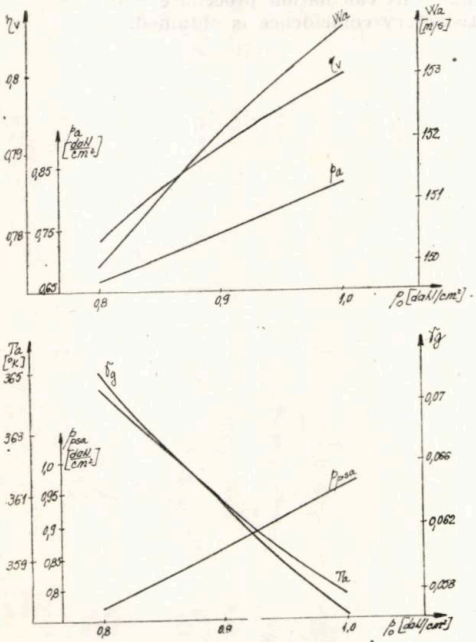


Fig. 11

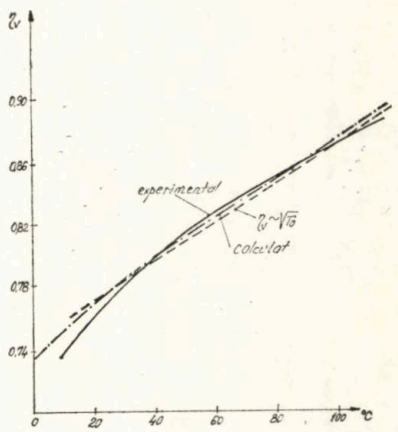


Fig. 12

Mărimea duratei de deschidere a supapei $\Delta\alpha_a$, (fig. 9) are o influență pozitivă asupra coeficientului de umplere, dar este limitativă. La mărimea lui $\Delta\alpha_a$ de la 220 la 260°RA, η_v crește cu circa 7%.

S-a cercetat influența temperaturii inițiale T_0 și a presiunii inițiale p_0 asupra coeficientului de umplere (fig. 10 și 11). Se știe că formulele de corecție a puterii includ temperatura inițială. Pe baza datelor experimentale s-a stabilit că η_v este proporțional cu $1/\sqrt{T_0}$. În fig. 12 se arată comparativ rezultatele obținute prin metoda de calcul prezentată și cele obținute experimental, de Levin citat în lucrarea [4]. Se observă o concordanță satisfăcătoare, ceea ce conferă metodei un grad de siguranță acceptabil.

BIBLIOGRAFIE

1. *Briling, T. R.* ș.a. — Bistrohodnie dizelli — Moskova 1951.
2. *Taylor, C. F.* — Theory and Practice M.I.T. — 1967, p.
3. *Orlin, A. S.* s.a. — Dvigatelii vnutrennego Sgorania-Moskva 1957.
4. *Maslennicov, M. N.*, Rapiport, M. S. — Motoare cu piston pentru aviație. Ed. Tehnică 1953.

The Influience of Some Factors on the Performances of the Admission Process for an I. C. Engine

In this paper it was elaborated a calculation procedure that takes into account either the gazo-dynamic side and the thermic one of the admission process It has been obtained a transcendental system of five algebraic equations, that defines a number of five parameters of this process. By the help of a calculation programe dealted on the computer Felix C—256, it was researched the influence of a number of factors on the performances of the admission process. Finaly a comparison of the rezults obtained through this calculation procedure with the experimental datum is made, and a satisfactory coincidence is obtained.

BULETINUL INSTITUTULUI POLITEHNIC „GHEORGHE GHEORGHIU-DEJ"
BUCUREȘTI
SERIA MECANICĂ
Tomul XL — 1978, Numărul 3

C.Z.: 621.43.038

METODE DE CALCUL AL PENETRAȚIEI JETURILOR DE COMBUSTIBIL ȘI AL DURATEI DE ÎNTÎRZIERE LA APRINDERE CU UTILIZAREA CALCULATOARELOR NUMERICE

GH. BORILĂ, I. SIPOȘ*

Lucrarea de față reprezintă o încercare de a elabora metode mai exacte de calcul al penetrației jeturilor de combustibil și al duratei de întîrziere la aprindere, aplicabile oricărui motor Diesel, indiferent de mărime sau turație. Aceasta a necesitat în primul rînd, luarea în considerare a caracterului variabil al presiunii și al temperaturii gazelor din cilindru în timpul desfășurării acestor evenimente. O astfel de abordare a problemei implică un mare volum de calcule, motiv pentru care metodele de calcul elaborate au fost concepute cu rezolvare numerică prin programare pe calculator.

Introducere

După cum se știe, în majoritatea relațiilor de calcul al penetrației jeturilor de combustibil și al duratei de întîrziere la aprindere, valorile presiunii și temperaturii gazelor din cilindru sînt considerate constante, fiind de regulă cele de la finele comprimării, neîncercate de fapt într-un motor real în funcționare. Din acest motiv, relațiile respective au un anumit grad de convenționalitate, coeficienții determinați pe cale experimentală nefăcîndu-le general valabile. Într-adevăr, coeficienții experimentali, determinați fie prin confruntare cu evenimente reproduse în aparate, fie în motoare satisfac, în general, cazul motoarelor a căror turație nu este ridicată (deci temperaturile și presiunile din durata penetrației sau întîrzierii la aprindere sînt apropiate de cele de la finele comprimării) sau categoria de motoare din care face parte motorul experimental.

O relație de calcul pentru penetrația jeturilor de combustibil sau pentru durata de întîrziere la aprindere, valabilă pentru orice motor, indiferent de mărime sau turație, trebuie să ia în considerare presiunile și temperaturile reale ale gazelor din cilindru, încercate de combustibil în motorul respectiv în timpul acestor evenimente. În sprijinul acestei afirmații, se poate aduce argumentul că, la un motor Diesel rapid experimentat de autor [1], la 5500 rot/min și avans optim la injecție, injectarea

Manuscris predat redacției la data de 11 mai 1978.

* Șef lucrări dr. ing. Catedra de Motoare cu ardere internă, Șef lucrări dr. ing. Catedra de Calculatoare.

combustibilului începe la o presiune a gazelor din cilindru de 9,1 kgf/cm² şi o temperatură de 682°K. Dacă aceste valori se compară cu valorile de la finele comprimării şi anume : 46,9 kgf/cm² şi 1095°K, se apreciază, că comentariile devin de prisos.

După cum însă se cunoaşte foarte bine, cu prilejul unor calcule numerice ale diferitelor mărimi fizice, încercarea de a se ţine seamă de caracterul variabil în timp, al parametrilor de care aceste mărimi depind, este adesea atît de laborioasă, încît, de cele mai multe ori, este justificată numai în cazul rezolvării calculului prin programare pe calculator. De fapt, folosirea calculatorului, prin economia de timp pe care o aduce, permite rafinarea relaţiilor de calcul în sensul introducerii unor parametri noi de care depinde mărimea care se calculează, făcîndu-se astfel paşi suplimentari de apropiere a metodei de calcul de realitatea fizică la care se referă.

Pornind de la aceste concluzii şi ţinînd seama de experienţa acumulată, în cele ce urmează se prezintă o încercare de a elabora metode de calcul al penetraţiei jeturilor de combustibil şi al duratei de întîrziere la aprindere, care să satisfacă necesităţile efectuării unor calcule cu un grad de precizie mai ridicat, valabile pentru oricare motor Diesel, indiferent de mărime sau turaţie.

Calculul penetraţiei jeturilor de combustibil

Stabilirea relaţiei de calcul

Într-o lucrare anterioară [2], s-a stabilit prin metoda analizei dimensionale, o relaţie de calcul al penetraţiei unui jet de combustibil şi anume :

$$\pi = k \cdot d^{1-c} \left(\frac{\Delta_P}{\rho_g} \right)^{\frac{1}{c}} \tau^c, \tag{1.1}$$

în care : π este penetraţia jetului de combustibil [cm] ; k, coeficient de proporţionalitate ; d, diametrul orificiului de injecţie [cm] ; Δ_P, căderea de presiune la injector, kgf/cm² ; ρ_g, densitatea masică a gazelor din cilindru [kgf · s²/cm⁴] ; τ, timpul [s].

Cu acest prilej s-a subliniat că, în cazul abordării unor evenimente de mare complexitate fizică, cum este şi cazul penetraţiei jeturilor de combustibil în spaţiul de ardere al unui motor în funcţionare, o astfel de metodă este adesea preferabilă unor metode teoretice „exacte". De asemenea, s-a subliniat că singura cale corectă de determinare a valorilor coeficientului de proporţionalitate k şi a exponentului c este corelarea relaţiei de calcul cu valorile penetraţiei reale într-un motor în funcţionare.

Ca punct de plecare, s-a reţinut relaţia (1.1), în care s-au introdus parametrii noi, de care de asemenea depinde penetraţia jeturilor de combustibil şi anume : lungimea orificiului de injecţie, 1 [cm] şi temperatura

gazelor din cilindru, T [°K]; penetrația crescînd cu primul și micșorîndu-se cu al doilea. Ca urmare, tot prin metoda analizei dimensionale, s-a ajuns la relația:

$$\pi = k \cdot l^{\frac{1-c}{2}} d^{\frac{1-c}{2}} \left(\frac{\Delta_p}{\rho_g}\right)^{\frac{c}{2}} \left(\frac{293}{T}\right)^h \tau^c, \tag{1.2}$$

în care h este exponent. Pentru a lua în considerare caracterul variabil al presiunii și temperaturii gazelor din cilindru, de fapt densitățile masice și temperaturile reale din durata de penetrație, aceste mărimi din relația (1.2) vor deveni: densitatea masică medie a gazelor din cilindru, ρ_{gm} [kgf · s^2/cm^4] și temperatura medie a gazelor din cilindru, T_m[°K], din momentul începerii injecției și pînă în momentul considerat din penetrația jetului. Astfel, relația (1.2) devine:

$$\pi = k \cdot l^{\frac{1-c}{2}} d^{\frac{1-c}{2}} \left(\frac{\Delta_p}{\rho_{gm}}\right)^{\frac{c}{2}} \left(\frac{293}{T_m}\right)^h \tau^c, \tag{1.3}$$

în care:

$$\rho_{gm} = \frac{\sum_1^j \rho_{gi}}{j}, \tag{1.4}$$

$$T_m = \frac{\sum_1^j T_i}{j}, \tag{1.5}$$

ρ_{gi} și T_i fiind densitatea masică [kgf s^2/cm^4] și temperatura [°K] gazelor din cilindru, la un moment dat din penetrația jetului, considerate constante într-un interval de timp elementar, iar j, numărul de intervale elementare de timp din durata de penetrație considerată.

Pentru a putea efectua calcule cu relațiile (1.4) și (1.5) se mai folosesc următoarele relații:

$$\rho_{gi} = \rho_{g0} \cdot \eta_v \cdot \varepsilon_x, \tag{1.6}$$

$$T_i = T_a \cdot \varepsilon_x^{m_c - 1}, \tag{1.7}$$

$$\varepsilon_x = \frac{\varepsilon}{1 + (\varepsilon - 1)x/S}, \tag{1.8}$$

$$x = \frac{S}{2}\left\{(1 - \cos\alpha) + \frac{\lambda}{4}(1 - \cos 2\alpha)\right\} \tag{1.9}$$

în care, în afara simbolurilor deja folosite: ρ_{g0} este densitatea masică a aerului aspirat de motor [kgf · s^2/cm^4]; η_v, coeficientul de umplere; ε_x,

raportul de comprimare la un moment dat, cînd pistonul se află la distanţa x de p.m.i.; T_a, temperatura gazelor din cilindru la începutul comprimării [°K]; m , exponent mediu al politropei de comprimare; ε, raportul de comprimare; x, deplasarea pistonului [cm]; S, cursa pistonului [cm]; λ, raportul dintre raza manetonului şi lungimea bielei; α, unghiul de rotire a arborelui cotit [°*r.a.c.*].

După cum s-a putut observa, la stabilirea relaţiei (1.3) nu s-a ţinut seama de influenţa pe care o pot avea mişcările organizate ale gazelor din cilindru asupra penetraţiei jeturilor de combustibil şi aceasta deoarece energia cu care aceste mişcări se opun avansării jeturilor este relativ mică. Totuşi, în cazul unor calcule care necesită un grad de precizie mai ridicat şi al unor anumite tipuri de spaţii de ardere în care mişcările organizate ale gazelor din cilindru ar deveni semnificative ca intensitate şi direcţie, se propune luarea lor în seamă în felul următor: în relaţia de calcul al penetraţiei jetului, densitatea masică a gazelor din cilindru se înlocuieşte cu densitatea masică de frînare adiabatică a acestora [3] şi care se notează prin adăugarea indicelui γ. În acest caz, relaţiile (1.3) şi (1.4) devin:

$$\pi = k \cdot d^{\frac{1-c}{2}} l^{\frac{1-c}{2}} \left(\frac{\Delta_p}{\rho_{gm\gamma}} \right)^{\frac{c}{2}} \left(\frac{293}{T_{m\gamma}} \right)^{h} \tau^{c}, \tag{1.10}$$

$$\rho_{gm\gamma} = \frac{\sum_{1}^{j} \rho_{g\gamma t}}{j}, \tag{111}$$

în care:

$$\rho_{g\gamma i} = \rho_{gi} \left(1 + \frac{\gamma - 1}{2} \frac{W_a^2}{\gamma \cdot R \cdot T_i} \right)^{\frac{1}{\gamma - 1}}, \tag{1.12}$$

γ, fiind exponentul adiabatic; R, constanta gazelor din cilindru [kgf · · cm/kg · °K]; iar W_a, viteza gazelor dintr-o mişcare organizată [cm/s].

În încheiere, cîteva consideraţii legate de căderea de presiune la injector, parametru de asemenea variabil. După cum se ştie, penetraţia unui jet de combustibil în spaţiul de ardere al unui motor în funcţionare este un proces extrem de complex. Astfel, picăturile care formează vîrful jetului — şi care de fapt dictează legea de penetraţie — se schimbă permanent „la conducere". Pe măsură ce picăturile de la conducere sînt frînate de gazele din cilindru, locul lor este luat de alte picături, ce vin din urmă şi au o viteză mai mare, deoarece au stat la „adăpostul" celor din faţă. Din acest motiv, cu cunoştinţele de care se dispune, nu este posibil să fie stabilită identitatea picăturilor care la un moment dat formează vîrful jetului, deci nici presiunea la care ele au fost injectate. Prin urmare, se consideră — ca de altfel şi de către alţi cercetători [4], [5],

[6] — constantă căderea de presiune la injector și se poate determina fie cu relația :

$$\Delta_P = \frac{Q_c^2 \rho_c}{2g(\mu \cdot f \cdot i)^2}, \tag{1.13}$$

fie pe cale experimentală. În relația (1.13), Q_c este debitul de combustibil [cm³/s]; ρ_c, densitatea combustibilului [kgf/cm³]; g, accelerația gravitațională [cm/s²]; μ, coeficientul de debit; f, secțiunea orificiului de injecție [cm²]; i, numărul orificiilor de injecție.

Determinarea coeficientului de proporționalitate k și a exponenților c și h

După cum s-a arătat mai înainte, determinarea corectă a coeficientului de proporționalitate k și a exponenților c și h trebuie să se facă prin corelarea relației de calcul cu penetrația reală a unui jet de combustibil în spațiul de ardere al unui motor în funcționare. Acest lucru a devenit posibil relativ recent, de cînd se dispune de date experimentale realizate prin cine-foto-înregistrare rapidă în motoare reale în funcționare. Acestea permit reconstituirea penetrației jetului vizibil și în plus, ceea ce este foarte important, a deplasării frontului de ardere.

Din cine-foto-înregistrările consultate, s-au reținut cele realizate de Scott [7] și aceasta pentru motivele următoare : a) cine-foto-înregistrările au fost realizate în iluminare directă, deci nu pot exista controverse asupra penetrației jetului vizibil; b) cine-foto-înregistrările au fost realizate într-un motor cu injecție directă, fără mișcări organizate ale gazelor din cilindru; acesta fiind și cazul care interesează; c) dimensiunile și arhitectura spațiului de ardere al motorului experimental permit cine-foto-înregistrarea unei penetrații suficient de lungi pentru ca relația de calcul care se stabilește să fie valabilă pentru o gamă largă de dimensiuni de motoare.

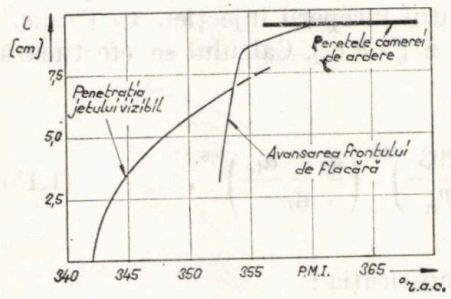


Fig. 1

Prin prelucrarea materialului cine-foto-înregistrat de Scott, s-a obținut o diagramă (fig. 1), în care s-a trasat atît penetrația jetului vizibil, cît și avansarea frontului de ardere. Pe diagramă se vede clar că flacăra apare nu departe de injector, în urma vîrfului vizibil al jetului, pentru ca în continuare să-l devanseze foarte repede. Această împrejurare nu poate fi explicată decît acceptînd ideea logică că în zona respectivă se găsește combustibilul vaporizat, nevăzut de aparat, și că firește acesta este cel

ce se aprinde în faţa jetului vizibil. Prin urmare, pentru determinarea coeficientului de proporţionalitate k şi a exponenţilor c şi h s-a considerat drept penetraţia reală a jetului de combustibil, avansarea frontului de ardere, pentru fazele mai tîrzii ale penetraţiei (după ce flacăra a devansat jetul vizibil), extrapolînd apoi această curbă şi pentru fazele precedente. După numeroase încercări cu diferite valori ale lui k, c şi h, s-a ajuns în final la relaţia :

$$\pi = 0{,}9\, l^{0,2}\, d^{0,2} \left(\frac{\Delta_p}{\rho_{gm}}\right)^{0,3} \left(\frac{293}{T_m}\right)^{0,2} \tau^{0,6}, \tag{1.14}$$

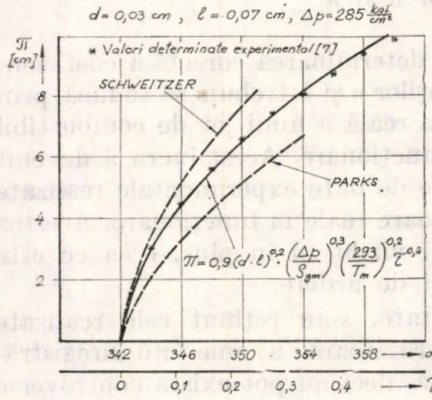


Fig. 2

ai cărei coeficienţi,aşa cum se poate vedea în fig. 2, aproximează satisfăcător penetraţia jetului real. Pentru a ilustra gradul ridicat de exactitate a metodei de calcul elaborate, în fig. 2 se prezintă şi curbele de penetraţie a jetului de combustibil pentru motorul lui Scott, calculate cu relaţiile lui Schweitzer [4] şi Parks [5].

Calculul numeric, prin programare pe calculator al penetraţiei unui jet de combustibil

Penetraţia jetului de combustibil se calculează „pas cu pas", cu pasul $\Delta\alpha$ [°*r.a.c.*], din momentul începerii injecţiei, α_{ii} [°*r.a.c.*] şi pînă în momentul care interesează, α [°*r.a.c.*]. Calculul se efectuează cu relaţia :

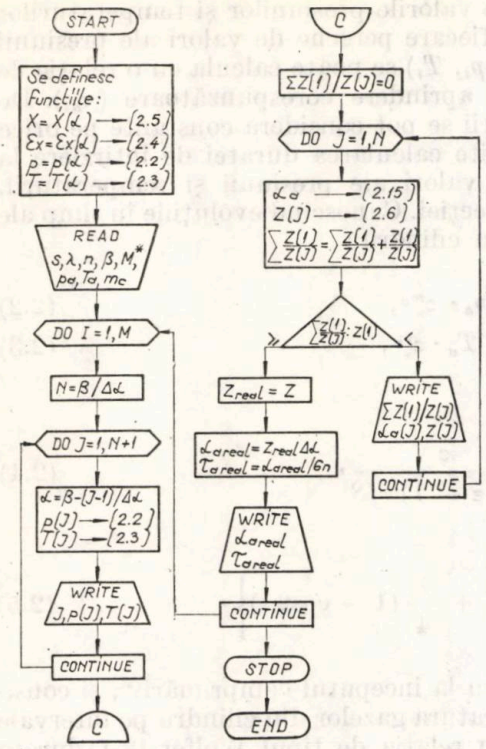
$$\pi = 0{,}9\, l^{0,2}\, d^{0,2} \left(\frac{\Delta_p}{\rho_{gm}}\right)^{0,3} \left(\frac{293}{T_m}\right)^{0,2} \left(\frac{\alpha_f - \alpha_{ii}}{6n}\right)^{0,6}, \tag{1.15}$$

care rezultă din relaţia (1.11) prin substituţia :

$$\tau = \frac{\alpha_f - \alpha_{ii}}{6n},$$

în care n [rot/min] este turaţia motorului.

În fig. 3, se prezintă schema logică de rezolvare a calculului, prin programare pe calculator numeric.



* M este numărul de regimuri investigate

Fig. 3

Calculul duratei de întîrziere la aprindere

Elaborarea metodei de calcul

Una dintre cele mai cunoscute și mai des folosite relații de calcul al duratei de întîrziere la aprindere (τ_a) este de tipul Wolfer [8]:

$$\tau_a = \frac{A}{p^c} \exp \frac{B}{T} 10^{-3} [s], \quad (2.1)$$

în care: presiunea (p) și temperatura (T) sînt cele de la finele comprimării, iar A, B și c, constante experimentale. Relația (2.1), are un pronunțat caracter convențional. Într-adevăr, Wolfer a stabilit această relație prin prelucrarea rezultatelor unor experimentări efectuate în bombe și nu în motoare, ceea ce a introdus, fără îndoială, diferențe mari de mecanism, precum și diferențe valorice. Apoi rezultatele numerice au fost comparate cu cele obținute de la o serie de motoare, iar „potrivirile" au fost de fapt realizate prin ajustarea constantelor numerice. În fine, tipul de reacție considerat este cu adevărat valabil numai pentru exploziile monostadiale și izobar-izotermice, nu însă și pentru cele polistadiale și cu condiții de presiune și temperatură variabile, așa cum sînt de fapt cele din motoarele Diesel. Cu toate acestea, în multe cazuri — cu precădere la motoarele a căror turație nu este ridicată și în care formarea amestecului nu este asistată în mod special de mișcări organizate ale gazelor — relația de tipul Wolfer obține o potrivire acceptabilă între rezultatele de calcul și cele determinate experimental pe motoare.

Reținînd o relație de tipul Wolfer, la baza raționamentului metodei de calcul care se propune, se pune ideea logică de a considera că aprinderea combustibilului injectat în cilindru se va produce în momentul, în care, valoarea duratei de întîrziere la aprindere, calculată cu o relație de tipul Wolfer, dar care ia în considerare presiunile și temperaturile real încercate de combustibil în durata de întîrziere la aprindere, devine valoric egală cu timpul scurs din momentul începerii injecției.

Fracțiunea de combustibil considerată aprinzîndu-se prima, își începe procesele premergătoare aprinderii din momentul începerii injecției, adică din momentul în care pătrunde în cilindru. Durata acestor procese

premergătoare aprinderii depinde de valorile presiunilor şi temperaturilor care acţionează în cilindru. Pentru fiecare pereche de valori ale presiunii şi temperaturii gazelor din cilindru (p_i, T_i) se poate calcula cu o relaţie de tipul (2.1), durata de întîrziere la aprindere corespunzătoare (τ_{ai}). De pildă valorile presiunii şi temperaturii se pot considera constante pe orice interval mic de timp, ceea ce permite calcularea duratei de întîrziere la aprindere pentru orice pereche de valori ale presiunii şi temperaturii, începînd cu momentul declanşării injecţiei. Cunoscînd evoluţiile în timp ale presiunii şi temperaturii gazelor din cilindru :

$$\begin{cases} p = p_a \cdot \varepsilon_x^{mc}, & (2.2) \\ T = T_a \cdot \varepsilon_x^{mc}, & (2.3) \end{cases}$$

în care :

$$\varepsilon_x = \frac{\varepsilon}{1 + (\varepsilon - 1)\, x/S}, \tag{2.4}$$

iar :

$$x = \frac{S}{2}\left\{(1 - \cos) + \frac{\lambda}{4}(1 - \cos 2\alpha)\right\}, \tag{2.5}$$

p_a fiind presiunea gazelor din cilindru la începutul comprimării*, şi considerînd constantă presiunea şi temperatura gazelor din cilindru pe intervale mici de timp ($\Delta\tau$), se calculează cu relaţia de tipul Wolfer (2.1) durata întîrzierii la aprindere (τ_{ai}) pentru fiecare pereche de valori ale presiunii şi temperaturii (p_i, T_i) începînd cu momentul declanşării injecţiei. În continuare, fiecare valoare astfel obţinută pentru întîrzierea la aprindere (τ_{ai}) se împarte la $\Delta\tau$ şi se obţine numărul de intervale elementare de timp (z_i) cuprinse în durata respectivă de întîrziere la aprindere :

$$z_i = \frac{\tau_{ai}}{\Delta\tau}. \tag{2.6}$$

Cu valorile astfel obţinute se procedează la determinarea duratei reale de întîrziere la aprindere ($\tau_{a\ real}$).

Pentru fiecare moment succesiv (τ_i), începînd cu momentul declanşării injecţiei ($\tau_1 = 0$), se calculează :

$$\sum_1^j \frac{z_1}{z_i}, \tag{2.7}$$

în care :

$$z_1 = \frac{\tau_{a1}}{\Delta\tau}. \tag{2.8}$$

* restul de simboluri au fost deja explicite.

Calculul se continuă pînă în momentul în care :

$$\sum_{1}^{j} \frac{z_1}{z_i} = z_1, \tag{2.9}$$

moment care reprezintă de fapt momentul aprinderii reale :

$$\tau = \tau_{a\,\text{real}} \tag{2.10}$$

Această judecată se poate reprezenta pe diagramă (fig. 4). În coordonate : τ, $\Sigma z_1/z_i$, se trasează orizontala $\Sigma z_1/z_i = z_1$. Pentru fiecare moment succesiv (τ_i) se calculează cu relația (2.7) $\Sigma z_1/z_i$ și rezultatul se marchează pe diagrama (punctele : 1, 2, 3 ... etc). Această operație se repetă pînă în momentul, în care, ordonata $\Sigma z_1/z_i$ va intersecta orizontala $\Sigma z_i/z_1 = z_1$, moment în care are loc aprinderea combustibilului.

Pentru a demonstra că metoda prezentată este corectă, se înlocuiește în expresia $\Sigma z_1/z_i$, z_i cu expresia sa din relația (2.6) și se obține :

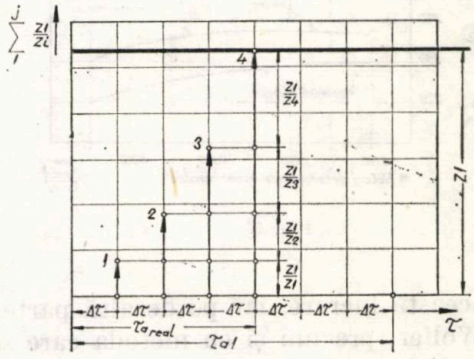


Fig. 4

$$\sum_{1}^{j} \frac{z_1}{z_i} = \sum_{1}^{j} \frac{z_1 \cdot \Delta\tau}{\tau_{ai}}. \tag{2.11}$$

Sau, ținînd seama că z_1 este o constantă, relația (2.11) se poate scrie :

$$\sum_{1}^{j} \frac{z_1}{z_i} = z_1 \sum_{1}^{j} \frac{\Delta\tau}{\tau_{ai}}. \tag{2.12}$$

Ori în momentul aprinderii, în mod logic :

$$\sum_{1}^{j} \frac{\Delta\tau}{\tau_{ai}} = 1, \tag{2.13}$$

ceea ce și trebuia demonstrat. Într-adevăr, fiecare raport $\Delta\tau/\tau_{ai}$ reprezintă o fracțiune din durata totală a proceselor premergătoare aprinderii combustibilului, care se desfășoară în condițiile de presiune și temperatură

p_i, T_i, într-un interval elementar de timp $\Delta\tau$. Deci este logic să se considere — cum de altfel au procedat şi Livengood şi Wu [9] — că în momentul aprinderii $\Sigma\Delta\tau/\tau_{ai}$ să devină un întreg.

Pentru ilustrarea gradului ridicat de concordanţă cu rezultatele experimentale, a metodei elaborate, în figurile 5 şi 6 se prezintă, pe de o parte, valorile duratei de întîrziere la aprindere obţinute pe cale experimentală, pe un motor Diesel rapid cu injecţie directă, deja menţionat în

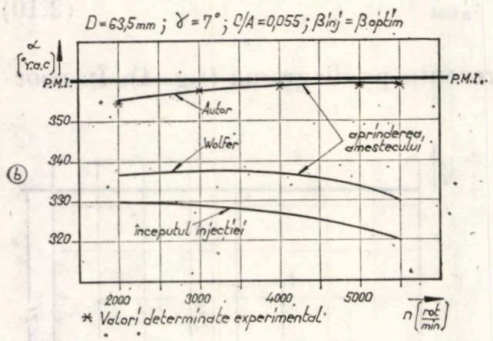
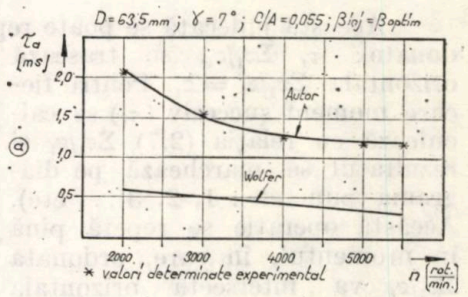


Fig. 5



Fip. 6

această lucrare, iar pe de altă parte, cele calculate cu o relaţie de tipul Wolfer, precum şi cu metoda care se propune. Se observă că durata de întîrziere calculată cu metoda care se propune dovedeşte o mare apropiere de valorile determinate pe cale experimentală, în timp ce cele calculate cu o relaţie de tipul Wolfer sînt evident inacceptabile.

Calculul numeric, prin programare pe calculator al duratei de întîrziere la aprindere

Pentru calculul numeric al duratei de întîrziere la aprindere s-a reţinut o relaţie de tipul Wolfer şi anume cea determinată de Inozemţev şi Koşkin [10], ca urmare a unui mare număr de încercări cu diferite valori pentru constantele experimentale A, B şi c:

$$\tau_a = \frac{0{,}46}{p^{1{,}16}} \exp \frac{4\,710}{T} 10^{-3}[s]. \tag{2.14}$$

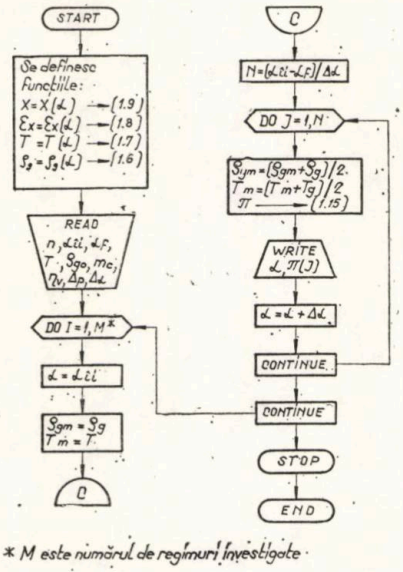
Durata de întîrziere la aprindere, α_a [$°r.a.c.$], se calculează „pas cu pas", cu pasul $\Delta\alpha$ [$°r.a.c.$], din momentul începerii injecţiei, α_{ii}[$°r.a.c.$]. Calculul se efectuează cu relaţia:

$$\alpha_a = \frac{0{,}46}{p^{1{,}16}} \exp \frac{4710}{T} 6n10^{-3}. \tag{2.15}$$

care derivă din relația (2.14) prin substituția:

$$\tau_a = \frac{\alpha_a}{6n}.$$

În fig. 7, se prezintă schema logică a programului de calcul al duratei de întîrziere la aprindere a combustibilului, după metoda elaborată.



* M este numărul de regimuri investigate

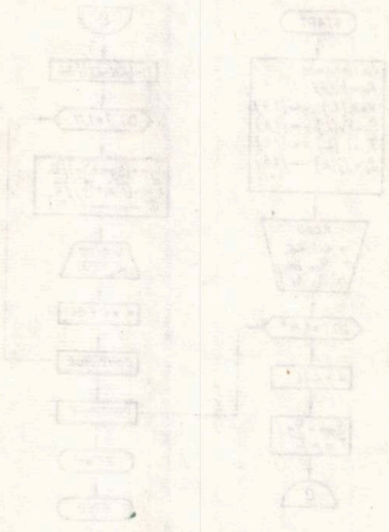
Fig. 7

BIBLIOGRAFIE

1. *Borilă, Gh.*, Construcția de Mașini, Nr. 7, 1972,
2. *Borilă, Gh.*, Construcția de Mașini, Nr. 7—8, 1974.
3. *Shapiro, H., A.* The Dynamics and Thermodynamics of Compressible Fluid Flow; Vol. I, The Ronald Press Co, New York, 1953.
4. *Schweitzer, P., H.* The Pennsylvania State College Bulletin, Nr. 46, 1937,
5. *Parks, M. V., Polonsky, C., Toye, R.*, Studies on The Penetration of Diesel Fuel Sprays; S.A.E.—660747.
6. *Wakuri, Y., Fujii, M., Amitani, T., Tsunaia, R.*, Bulletin of J.S.M.E., Vol. 3, Nr. 9, 1960,
7. *Scott, W. M.*, Looking in on Diesel Combustion; S.A.E.—S.P.—345—69002.
8. *Wolfer, H. H.*, Revue Technique Sulzer, 46/3.
9. *Livengood, Y. C., Wu, P. E.*, Autoignition in Combustion Engines and Compression Machines; Fifth Symposium on Combustion, 347, 1955.
10. *Inozemțev, N. V., Koskin, V. K.*, Protessî sgorania v dizeliah; G.N.I.T.M.L., 1949.

Methods of Calculation of Fuel Jets Penetration and Ignition Delay with the Aid of Numerical Computer

The present paper represents an attempt to elaborate a more precise methods of calculation of fuel jets penetration and ignition delay in Diesel engines, regardless of size or speed. That means, first of all, to take in account the variable character of gas pressure and temperature inside cylinder, during these processes. Such a way of proceeding requires a great amount of calculation time, the reason for, the elaborated methods were thought to be numerically solved by computer.



BULETINUL INSTITUTULUI POLITEHNIC „GHEORGHE GHEORGHIU-DEJ"
BUCUREȘTI
SERIA MECANICĂ
Tomul XL — 1978, Numărul 3

TERMOTEHNICĂ

C.Z.:621.47

PROBLEME ACTUALE PRIVIND UTILIZAREA ENERGIEI SOLARE ÎN INSTALAȚIILE TERMOENERGETICE

AL. DĂNESCU, ST. PETRESCU, S. DIMITRIU, T. BRUSALIS*

În acest articol sînt prezentate posibilitățile de utilizare ale energiei solare în instalațiile termice. Se prezintă o serie de instalații realizate pe plan mondial și performanțele acestora.

În general, o instalație termoenergetică solară constă din două părți principale :

a — instalația de captare a energiei radiante solare și transformare a acesteia în energie termică preluată de un agent termic ;

b — mașina termică propriu zisă.

Conform principiului II al termodinamicii orice mașină termică trebuie să funcționeze între două surse de căldură : una caldă și una rece. În cazul instalațiilor termoenergetice solare, sursa caldă o constituie soarele, iar sursa rece o constituie mediul ambiant (aer atmosferic sau apă de răcire) — fig. 1.

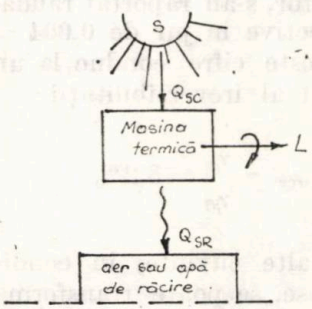


Fig. 1

Randamentul ciclului Carnot limitează randamentul mașinilor termice la valoarea :

$$\eta = 1 - \frac{T_{SR}}{T_{SC}}$$

în care : T_{SR} — este temperatura mediului ambiant (aer sau apă de răcire) T_{SC} — este temperatura sursei calde.

Evident, T_{SC} nu este temperatura soarelui, ci temperatura pe care o poate căpăta agentul termic care preia căldura de la soare prin interme-

Manuscris predat redacției la data de 24 decembrie 1977.

* Prof. dr. ing. ; Conf. dr. ing. ; Asistent ing. ; Asistent ing. la Catedra de termotehnică.

diul energiei radiante conținută în fluxul luminos care vine continuu de la soare.

Rezultă că problema esențială a instalațiilor termoenergetice solare constă în a ridica această temperatură a sursei calde T_{SC} la nivele care să prezinte interes practic și economic. În acest mod se ajunge inevitabil la problema captării energiei radiante solare la un anumit nivel termic. Din acest punct de vedere toate instalațiile de captare a energiei solare se subîmpart în următoarele categorii:

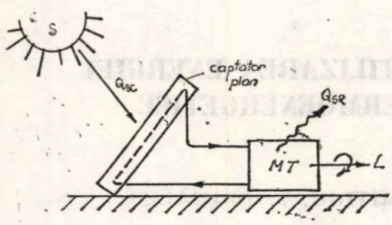


Fig. 2

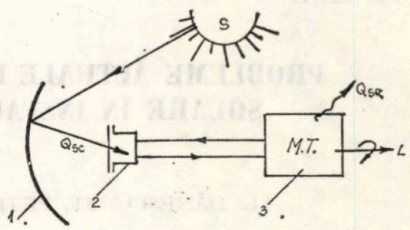


Fig. 3

a) — fără concentrator; (fig. 2)
b) — cu concentrator; (fig. 3)
c) — instalații combinate (fig. 4)

Instalațiile fără concentrator (fig. 2) pot realiza nivele termice pentru sursa caldă, relativ coborîte — în jur de maximum 70°C, ceea ce conduce la un randament al ciclului Carnot relativ scăzut. Evident randamentul efectiv al instalației, care ține cont și de pierderile prin ireversibilitate, inerente funcționării reale a oricărei mașini, va fi și mai mic. Astfel dacă randamentul ciclului Carnot în condițiile $T_{SC} = 343$ K și $T_{SR} = 300$ K este $\eta_C = 12{,}5\%$, pentru instalațiile realizate efectiv, fără concentrator, s-au raportat randamente efective în jur de 0,004 = 0,4%. Aceste cifre conduc la un randament al ireversibilității:

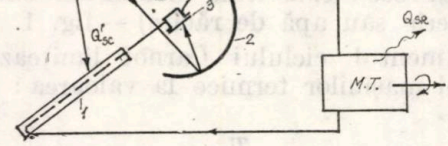


Fig. 4

$$\eta_{irev} = \frac{\eta_e}{\eta_C} = 3{,}2\%$$

Cu alte cuvinte, în condițiile admise, se poate transforma teoretic, maximum 12,5% din căldura preluată de la sursa caldă în lucru mecanic; dar din cauza pierderilor prin ireversibilitate, numai 3,2% din această cantitate este efectiv dezvoltată ca lucru mecanic la arborele mașinii.

Întrucît energia solară este gratuită, nu prezintă interes atît randamentul, cît implicațiile acestuia asupra instalației. Astfel pentru o putere dată, de exemplu 1 kW, rezultă pentru o instalație de genul celei de mai sus, admițînd un flux de radiație solară de maximum 1 kW/m², o suprafață a captatorului plan de 250 m² sau o putere specifică a instalației,

pe m^2 de captator de 4W. Deşi suprafeţele captatorului de energie solară sînt relativ mari, totuşi aceste instalaţii au căpătat o dezvoltare foarte serioasă în ultimii ani datorită crizei mondiale de energie. Suprafaţa mare a captatorului plan are însă două inconveniente: pe de o parte cheltuieli mari de fabricaţie, pe de altă parte ocuparea unor suprafeţe de pămînt întinse (la puteri apreciabile). Din aceste motive cercetările din ultima vreme s-au orientat către captatori cu concentrator.

Prin concentrarea fluxului radiant solar, cu ajutorul unor oglinzi sau lentile, se obţine pe o suprafaţă de captare relativ mică un flux intens de radiaţii, care conduce la temperaturi ridicate ale agentului de lucru. În acest fel, temperatura sursei calde creşte, şi se îmbunătăţeşte randamentul ciclului Carnot, şi în consecinţă şi randamentul efectiv al întregii instalaţii.

Cu concentratori de tipul oglinzilor parabolice s-au obţinut instalaţii — fig. 3 — care ating la sursa caldă temperaturi de ordinul 300—350°C, corespunzînd la un randament al ciclului Carnot de cca. 52%.

Datorită ireversibilităţii, randamentul efectiv, η_e, realizat pentru astfel de instalaţii este, evident, mult mai mic, de cca. 8%, ceea ce corespunde unui randament al ireversibilităţii de cca. 15,4%.

În aceste condiţii, suprafaţa captatorului de tip oglindă parabolică este în jur de 12,5 $\frac{m^2}{kW}$, iar puterea specifică în jur de 80 $\frac{W}{m^2}$. Se constată că faţă de instalaţiile fără concentrator, puterea specifică la instalaţiile cu concentrator este de cca. 20 de ori mai mare (80 W/m^2 faţă de 4 W/m^2).

În tabelul 1 sînt prezentate comparativ performanţele unor instalaţii utilizînd captator plan şi captator parabolic.

Se poate efectua o clasificare a instalaţiilor termoenergetice solare din două puncte de vedere:

a) — din punct de vedere a legăturii receptor-maşină termică

Tabel 1

Captator	T_{SC} (K)	T_{SR} (K)	η_C (%)	η_{irev} (%)	η_e (%)	S (m_2/kW)	P (W/m²)
Plan	343	300	12,5	3,2	0,4	250	4
Concentrator parabolic	623	300	52,0	15,4	8	12,5	80

b) — din punct de vedere al poziţiei relative maşină termică receptor-concentrator.

Din punct de vedere al legăturii receptor-maşină termică există realizate sau proiectate mai multe categorii de instalaţii termoenergetice solare:

a) — Instalaţie cu motor Stirling cuplat direct cu receptorul de radiaţie — fig. 5.

În SUA s-a proiectat o astfel de instalaţie portabilă pentru o putere electrică de 50 W, randamentul efectiv fiind de 7,5%.

b) — Instalaţie termoenergetică solară prevăzută cu acumulator termic legat în serie cu maşina termică — fig. 6.

c) — Instalaţie termoenergetică solară prevăzută cu acumulator termic legat în paralel cu maşina termică — fig. 7.

d) — Instalaţie termoenergetică solară prevăzută cu acumulator termic, la care schimbul de căldură între receptor şi acumulator se realizează prin tub termic — fig. 8.

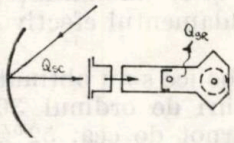


Fig. 5

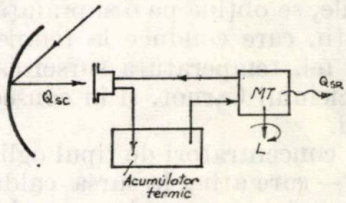


Fig. 6

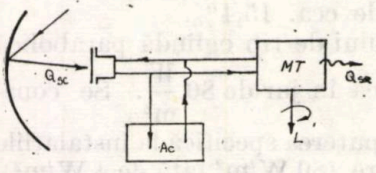


Fig. 7

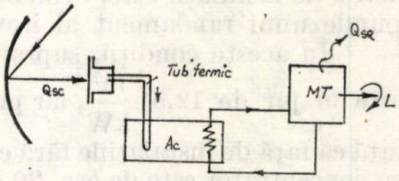


Fig. 8

Din punct de vedere al poziţiei relative a maşinii termice, receptorului şi captatorului, de asemenea au fost realizate sau proiectate mai multe categorii de instalaţii solare :

a) Instalaţii termoenergetice solare cu concentrator oglindă parabolică, orientabile.

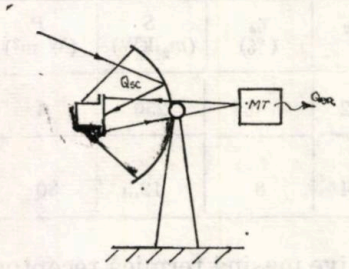


Fig. 9

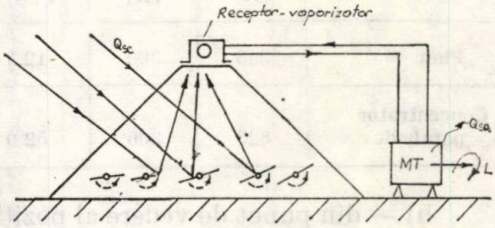


Fig. 10

În fig. 9 este prezentată schema unei astfel de instalaţii destinată obţinerii unor puteri relative mici : 0,1 ... 15 kW, avînd diametrul oglinzii de 1,5—15 m. O astfel de instalaţie realizează la un diametru al oglinzii de 3 m o putere de cca. 1,5 kW.

b) — Instalaţie termoenergetică solară cu concentratorul format din sectoare de oglinzi plane plasate pe pămînt, cu colector fix în aer — fig. 10.

c) Instalaţie termoenergetică cu acumulator subteran — fig. 11.

Pentru puteri mari — de ordinul a 1000 Mw — s-au elaborat proiecte de instalaţii prevăzute cu concentratoare formate din sectoare de oglinzi plane plasate pe pămînt, cu receptor de radiaţie de tip tub termic. Un număr foarte mare de astfel de elemente sînt cuplate la un acumulator termic subteran. O instalaţie clasică cazan-turbină cu abur utilizează

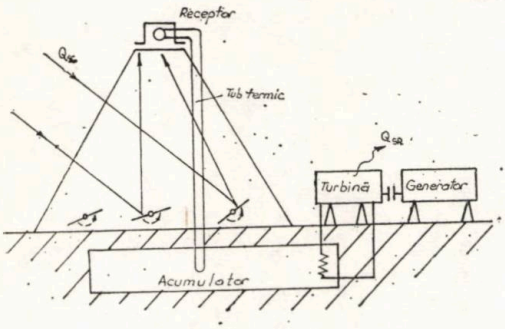


Fig. 11

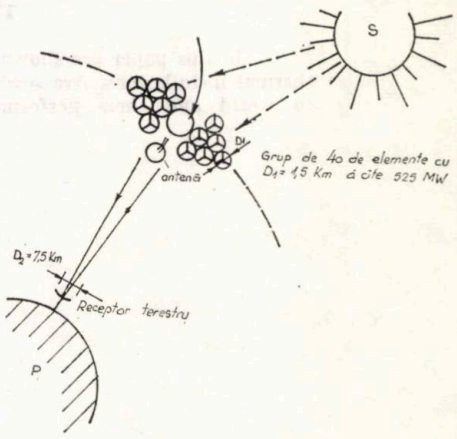


Fig. 12

energia termică acumulată pentru a produce energie electrică. Randamentul efectiv estimat al unei astfel de instalaţii se situează în jur de 8%.

d) — Instalaţie termoenergetică spaţială — fig. 12.

Un proiect prevede realizarea unei astfel de instalaţie de tip satelit staţionar. Puterea preconizată este de 10.000 MW pentru temperatura sursei calde 1.893 K şi cea a sursei reci 466 K.

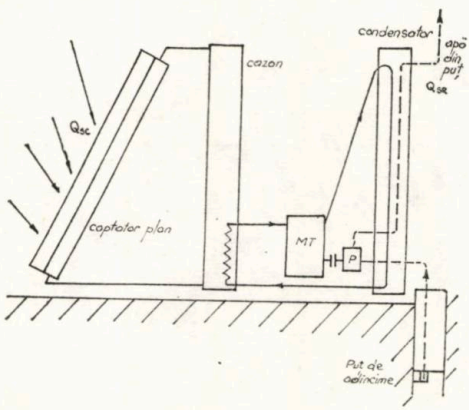


Fig. 13

Energia obţinută cu ajutorul unor unităţi de instalaţie de turbină cu gaze, urmează să fie transmisă pe pămînt cu ajutorul unui flux dirijat de unde electromagnetice, ce urmează să fie captată cu o antenă avînd un diametru de cca 7 km.

e) — Instalaţie cu captatoare plane destinate pentru irigaţii — fig. 13.

O astfel de instalaţie a fost realizată în India.

Maşina termică cu vapori cu puterea de 25 W acţionează o pompă care preia apa dintr-un puţ şi o trimite în reţeaua de irigaţii.

BIBLIOGRAFIE

1. *V. A. Grilihez, V. M. Matveev*, ş.a., Solneciniie vîsoko temperaturniie istociniki tepla dlia kosmiceskih aparatov — Maşinostroienie, Moskva, 1975.
2. * * * Centre National de la Reserche Scientifique — Applications termique de l'energie solaire dans le domaine de la reserche et de l'industrie. Montlouis. Juin 1958.

Actually Problems About the Utilization of the Solar Energy in the Thermal Instalations.

In this paper are shown the possibilities to utilize the solar energy in the thermal installations. Are sowhn the various solar thermal installations actually in world and their performances.

BULETINUL INSTITUTULUI POLITEHNIC „GHEORGHE GHEORGHIU-DEJ"
BUCUREȘTI
SERIA MECANICĂ
Tomul XL — 1978, Numărul 3

ORGANE DE MAȘINI

C.Z.:621.8.00.1/.4

SISTEMATIZAREA ȘI ALGORITMAREA PROIECTĂRII CALITATIVE A UNUI SISTEM DE ACȚIONARE. ALEGEREA SISTEMULUI DE ACȚIONARE OPTIM

ELENA MIRIȚĂ, C. SANDU*

În lucrare se abordează problema sistematizării și algoritmării proiectării calitative a unui sistem de acționare.

Se prezintă succesiunea activităților de urmat pentru căutarea, găsirea și prelucrarea soluțiilor posibile, variante concept, de sistem de acționare. Ca metodă de evaluare și decizie pentru alegerea sistemului optim se prezintă metoda valorii utile.

Introducere

Stadiul actual al revoluției tehnico-științifice se caracterizează prin profunde schimbări de atitudine în domeniul metodologiei. Întîlnim din ce în ce mai des atitudinea „mai mult, mai bine", demersul în gîndirea științifică devine optimizant.

Pentru procesele și activitățile complexe din cadrul proiectării în construcția de mașini, se pune tot mai mult sarcina creșterii productivității acestora, cît și aceea a obținerii pentru un șir de condiții date a „celui mai bun" ansamblu care să satisfacă aceste cerințe. Primul deziderat al măririi productivității activităților de proiectare — presupune *sistematizarea și algoritmarea* acestor activități în vederea utilizării mijloacelor tehnice moderne, calculatorul și anexele sale.

Obținerea „celui mai bun" ansamblu, pentru condiții date de funcționare, presupune o activitate de *optimizare*. Pentru eficiența acestei activități este strict necesar ca ea să aibă loc încă din stadiul proiectării calitative și totodată, să se extindă asupra „sistemului", a „întregului", nu numai asupra părților componente.

1. Sistematizarea și algoritmarea proiectării calitative a unui sistem de acționare

Prin prisma celor prezentate, a fost abordată problema complexă a concepției (proiectarea calitativă) unui sistem de acționare. *Sistemul de acționare* se definește ca fiind ansamblul, format dintr-o mașină motoare

Manuscris predat redacției la data de 22 martie 1978.

* Asistent ing. Catedra organe de mașini; Student anul IV Facultatea de Aeronave.

și o transmisie (fig. 1), care are sarcina asigurării energiei necesare desfășurării de lucru util.

Metoda care se prezintă este valabilă, în principiu, pentru concepția oricărui alt element sau ansamblu. S-a ales pentru exemplificare sistemul de acționare întrucît concepția acestui sistem se face, de cele mai multe ori, la întîmplare, domeniul acestuia fiind comun multor specializări inginerești și totodată oarecum în afara lor.

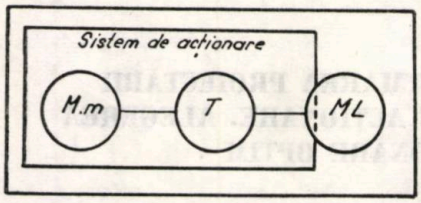


Fig. 1 — Sistemul de acționare
M.m — mașină motoare
T — transmisie
M.L — mașină de lucru

Prezentarea de principiu a metodei de lucru

Figura 2 prezintă principalele faze ale concepției (proiectării calitative) unui nou produs sau ansamblu, deci și a unui sistem de acționare.

Fără a constitui un algoritm complet de calcul, fig. 3 prezintă ansamblul și succesiunea acțiunilor de urmat, pentru găsirea sistematică a tuturor variantelor de sisteme de acționare care satisfac cerințele date.

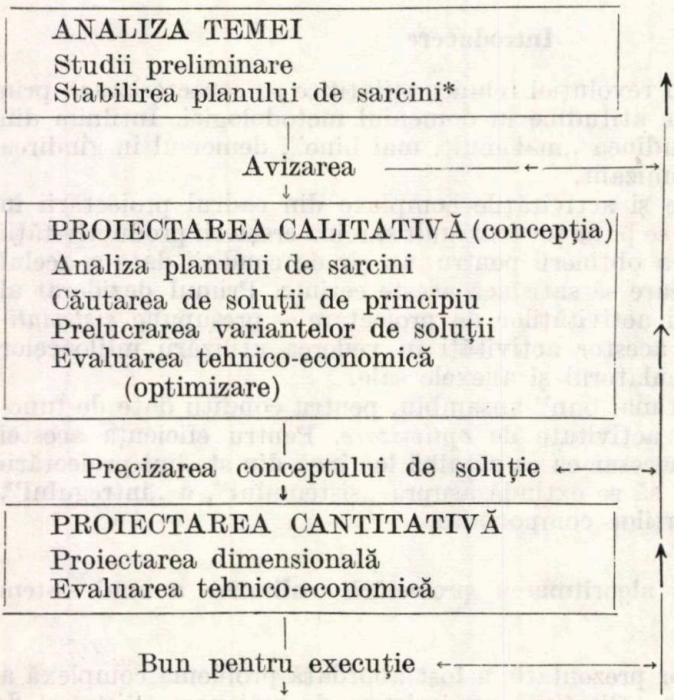


Fig. 2 Activități de proiectare

* Planul de sarcini, document de studiu (utilizat în faza de proiectare), nu trebuie confundat cu caietul de sarcini, document de bază, care conform STAS 6269—60 cuprinde cerințe care trebuiesc strict respectate la fabricarea unui produs.

Schema din fig. 3 constituie o lărgire şi o concretizare a principalelor faze ale activităţii de concepţie prevăzute în fig. 2.

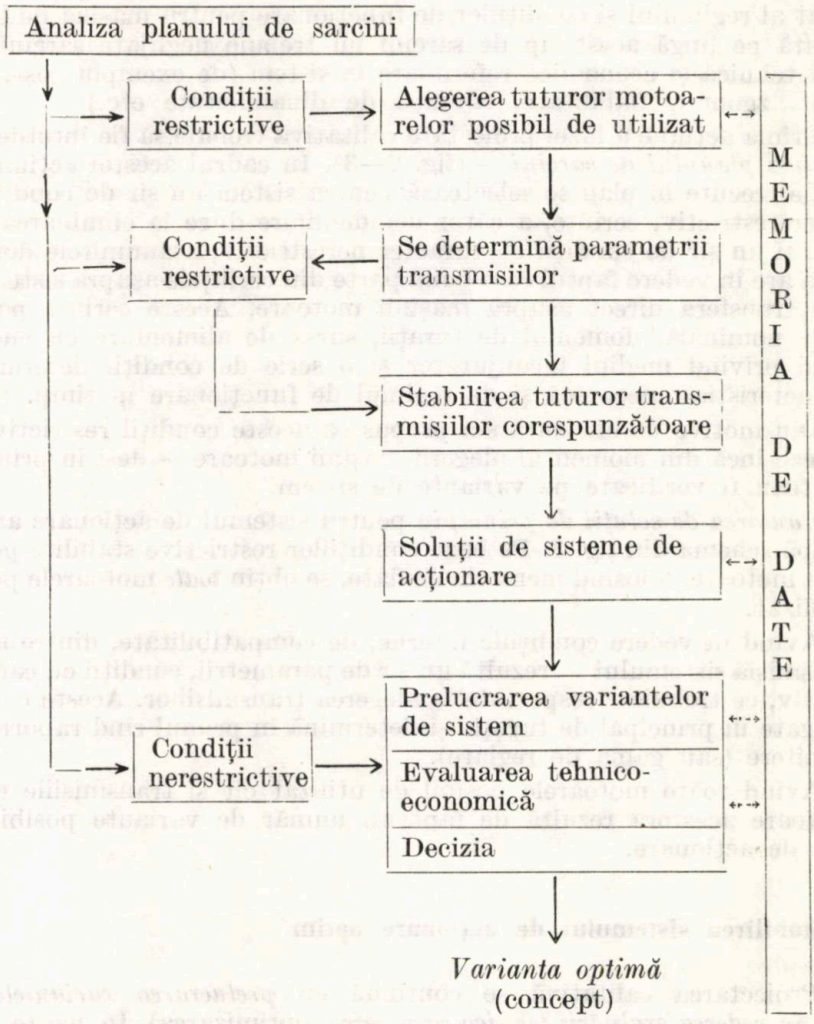


Fig. 3

Premiza utilizării metodei este existenţa unei *memorii complete de date* pentru toate subansamblele posibile într-un sistem de acţionare. Această memorie poate fi transpusă în tabelele de decizie ale unui catalog de proiectare (în prezent nu dispunem încă de un catalog centralizat pentru proiectarea sistemelor de acţionare), sau, sub formă codificată, pe fişierele calculatorului.

Memoria de date trebuie să cuprindă în formă directă sau codificată parametrii caracteristici sau aprecieri corespunzătoare tuturor sarcinilor care pot apărea în planul de sarcini al unui sistem de acţionare.

Rezultă ca o premiză a utilizării metodei, existența *unui plan complet* de sarcini pentru sistem și pentru părțile acestuia.

Planul de sarcini se obține în faza de „analiză a temei" prin studiul detaliat al regimului și condițiilor de funcționare pentru mașina de lucru. Totodată pe lîngă acest tip de sarcini nu trebuie neglijate sarcinile de natură tehnică și economică referitoare la sistem (de exemplu cost, randament, zgomot, fiabilitate, condiții de dinamicitate etc.).

Prima acțiune a fazei proiectare calitativă trebuie să fie întotdeauna — *analiza planului de sarcini* — (fig. 2—3). În cadrul acestei acțiuni din sarcinile trecute în plan se selectează pentru sistem un șir de condiții cu caracter restrictiv, cerințe, a căror neîndeplinire duce la eliminarea unei soluții, și un șir de condiții cu caracter nerestrictiv, așanumitele dorințe. Metoda are în vedere faptul că o bună parte din cerințele asupra sistemului se pot transfera direct asupra mașinii motoare. Aceste cerințe pot fi: puterea nominală, domeniul de turații, sursa de alimentare cu energie, condiții privind mediul înconjurător și o serie de condiții determinate de caracteristica mecanică și de regimul de funcționare în timp.

Din motive de eficiență s-a propus ca aceste condiții restrictive să acționeze încă din momentul alegerii mașinii motoare — deși în principiu ele puteau fi verificate pe variante de sistem.

Căutarea de soluții de principiu pentru sistemul de acționare are loc tot după schema din fig. 3. Pe baza condițiilor restrictive stabilite pentru mașina motoare, folosind memoria de date, se obțin *toate* motoarele posibil de utilizat.

Avînd în vedere condițiile interne, de compatibilitate, dintre motor și transmisia sistemului — rezultă un șir de parametrii, condiții cu caracter restrictiv, ce trebuiesc respectate la alegerea transmisiilor. Aceste condiții sînt legate în principal de turație și determină în primul rînd raportul de transmitere (sau gama de reglare).

Avînd toate motoarele posibil de utilizat cît și transmisiile corespunzătoare acestora rezultă de fapt un număr de variante posibile de sistem de acționare.

2. Stabilirea sistemului de acționare optim

Proiectarea calitativă se continuă cu *prelucrarea variantelor de soluție în vederea evaluării tehnico-economice* (optimizarea). În aceste etape finale ale proiectării calitative variantele de soluții rezultate vor fi analizate numai prin prisma condițiilor cu caracter nerestrictiv (dorințe) întrucît toate soluțiile obținute satisfac condițiile restrictive.

Condițiile nerestrictive devin criterii pentru optimizare.

Pentru un sistem de acționare aceste criterii (obiective) pot fi: randamentul, costul, gabaritul, siguranța la suprasarcini, fiabilitatea, gradul de poluare sonoră, chimică, durabilitatea și altele.

Pentru fiecare variantă de soluție de sistem se determină parametrii corespunzători criteriilor de optimizare. De exemplu: randamentul sistemului, greutatea, costul, etc.

Momentul final al concepției îl constituie evaluarea tehnico-economică (optimizarea) și decizia. Se propune utilizarea metodei „valorii utile" [2, 4] dezvoltată de teoria sistemelor.

M e t o d a „v a l o r i i u t i l e" cuprinde următorii pași de lucru :

a. *Ierarhizarea criteriilor* după importanța lor pentru utilizator.

b. *Ponderarea criteriilor.* Avînd în vedere ierarhia anterior stabilită fiecare criteriu primește un „factor pondere" $g_i \in (0,1)$. Utilizînd sistemul procentual rezultă că $\Sigma g_i = 1$.

c. *Stabilirea „matricei mărimii criteriilor"* z_{ij} [fig. 4]

„Mărimea criteriului" poate fi reprezentată de un număr cu semnificație fizică sau de o apreciere verbală (satisfăcător, bine, f. bine).

d. *Stabilirea „matricei valorii criteriilor"* w_{ij} (fig. 5) „Valoarea criteriului" se obține printr-o operație subiectivă de „notare" a criteriilor în raport cu mărimea lor. Se utilizează frecvent scala 0—10 (10 — fiind nota maximă, care se acordă în situația satisfacerii depline a criteriului). Se atrage atenția că nu întotdeauna dependența „mărime" — „valoare" este liniară — existînd și alte funcții „de valoare" [4].

Varianta / criteriu		V_1	V_2	...	V_j	...	V_m
Z_1	randament	0,91	0,78	...	0,8	...	0,83
Z_2	cost (lei)			...		...	
. . .			. . .				
Z_i		Z_{i1}		...	Z_{ij}	...	Z_{im}
. . .			. . .	...			
Z_n		Z_{n1}		...	Z_{nj}	...	Z_{nm}

Fig. 4. Matricea „mărimii criteriilor"

e. *Stabilirea matricei „valorii utile"* n_{ij} (fig. 6)

Valorile utile parțiale n_{ij} se obțin ca produs între valoarea criteriului și factorul pondere corespunzător. Astfel :

$$n_{ij} = g_i \cdot w_{ij}$$

Este important de subliniat că fiecare criteriu (obiectiv) participă la evaluarea cu ponderea sa.

Varianta / criteriu	V_1	V_2		V_j		V_m
Z_1	9	7	...	8	...	8
Z_2						
. . .						
Z_i	w_{i1}		...	w_{ij}	.	w_{im}
. . .						
Z_n	w_{n1}		...	w_{nj}	...	w_{nm}

Fig. 5. Matricea „valorii criteriilor"

Varianta / criteriu			V_1	V_2	...	V_j	...	V_m
Z_1	0,3		2,7	2,1	...	2,4	...	2,4
Z_2	0,15							
. . .	. . .							
Z_i	g_i		n_{i1}		...	n_{ij}		n_{im}
. .			. . .					
Z_n	g_n		n_{n1}		...	n_{nj}		n_{nm}

Fig. 6. Matricea „valorii utile"

Valoarea utilă totală N_j a unei variante se poate obţine prin însumarea valorilor utile parţiale (în cazul în care criteriile parţiale sînt independente).

$$N_j = \sum_{i=1}^{n} n_{ij}$$

Varianta (sau variantele) optimă de conceput de sistem va fi cea pentru care N_j — valoarea utilă este maximă.

Analiza poate continua cu determinarea gradului de optimizare, căutarea locurilor „înguste" şi cu evaluarea siguranţei estimaţiei.

În cadrul cercului ştiinţific „Organe de maşini" s-a început activitatea de culegere şi sistematizare a datelor existente pentru maşini motoare şi transmisii, în vederea întocmirii memoriei de date.

În eventualitatea utilizării calculatorului s-a abordat problema codificării şi înregistrării informaţiilor. Pentru lucrul cu calculatorul a fost dezvoltat un algoritm complet de calcul.

Considerăm că frecvenţa ridicată a apariţiei problemelor de acţionări, avantajele lucrului sistematic, după algoritm, posibilitatea optimizării, ar justifica eforturile necesare întocmirii, în primă etapă, a unui *catalog de proiectare pentru sisteme de acţionare*, în care regulile şi principiile din metodă să fie reprezentate sub forma tabelelor de decizie.

BIBLIOGRAFIE

1. N. V. Boţan — Alegerea motoarelor electrice pentru acţionarea mecanismelor şi maşinilor industriale, Ed. tehnică, 1972
2. L. M. Crum — Ingineria valorii, Ed. tehnică, 1976
3. Gh. Miloiu, Fl. Dudiţă, Transmisii mecanice moderne, Ed. Tehnică 1971
4. W. Beitz — Heft 12 — 1972 p. 493 — 498 — 1973. p. 29 — 32

Systematisierung und Algoritmierung der Konzeption eines Getriebesystems. Auswahl des optimalen Systems.

Es handelt, sich um die Konzipierungsphase des Konstruktionsprozesses, erläutert am Beispiel eines Getriebesystems. Das Organigramm der Tatigkeiten für das Suchen, Auffinden und Erarbeiten möglicher Konzeptsvarianten des Getriebesystems wird dargestellt. Als Bewertungs — und Entscheidungsmethode für die Auswahl des optimalen Systems wird die Nutzwertanalyse vorgeschlagen.

BULETINUL INSTITUTULUI POLITEHNIC „GHEORGHE GHEORGHIU-DEJ"
BUCUREȘTI
SERIA MECANICĂ
Tomul XL — 1978, Numărul 3

C.Z.:621.82:519.14

ASUPRA POSIBILITĂȚII APLICĂRII GRAFURILOR DE FLUENȚĂ ÎN STUDIUL LAGĂRELOR HIDROSTATICE

MIRCEA A. DUMBRAVĂ*

Articolul prezintă pe scurt unele posibilități și direcții de interes ale aplicării teoriei grafurilor de fluență în studiul lagărelor hidrostatice. După o succintă prezentare a unor aspecte teoretice cunoscute din teoria grafurilor de fluență, se arată cum aplicarea grafurilor în tratarea lagărelor hidrostatice este o continuare firească a metodelor deja cunoscute. Sînt enumerate principalele avantaje pe care le oferă introducerea grafurilor în rezolvarea unor probleme de lubrificație hidrostatică, ca și direcțiile unor dezvoltări ulterioare.

În partea a doua se prezintă un caz simplu de lagăr hidrostatic axial, care este rezolvat cu ajutorul grafurilor prin metoda eliminării arcelor și prin metoda eliminării nodurilor. Se specifică în ambele cazuri care sînt situațiile practice din munca de proiectare cînd aceste metode ar fi mai indicate.

Introducere

Se numește graf o aplicație a unei mulțimi în ea însăși. Astfel, dacă X este o mulțime iar f o aplicație $f: X \to X$, atunci cuplul $G = (X, f)$ se numește graf. ([2], [7]). În reprezentarea grafică obișnuită, elementele mulțimii X apar sub formă de puncte, iar legăturile dintre elemente sub formă de arce. (fig. 1)

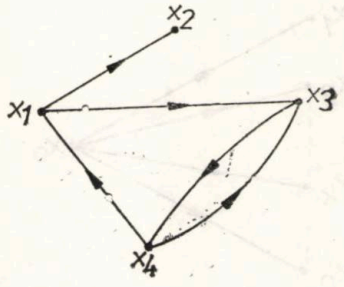


Fig. 1

Grafurile de fluență constituie o categorie particulară de grafuri, care se asociază sistemelor de ecuații algebrice liniare, omogene sau neomogene. Fie sistemul de ecuații algebrice liniare omogene, de forma :

$$\sum_{j=1}^{n+1} a_{ij} x_j = 0 \qquad i = 1, 2, \ldots n \qquad (1)$$

Dacă se explicitează pe rînd n din cele $n + 1$ necunoscute (1), se ajunge la o nouă formă :

$$x_j = \sum_{i=0}^{n} t_{ij} x_i \qquad j = 1, 2, \ldots, n \qquad (2)$$

Manuscris predat redacției la data de 20 iunie 1977.
* Asistent ing. Catedra Organe de mașini.

unde x_0 este necunoscuta neprincipală, iar x_i $(i = 1, 2, \ldots, n)$ sînt necunoscute principale.

Se poate da următoarea definiţie : se numeşte graf de fluenţă (sau graf de transmisie) un graf cu laturi orientate, asociat unui sistem de ecuaţii algebrice liniare, omogene sau nu, care îndeplineşte următoarele condiţii :

— fiecărei necunoscute i se asociază un nod $(x_k \to k)$

— fiecărui coeficient din sistem (sub forma (2)) i se asociază un arc ; în teoria grafurilor de fluenţă aceşti coeficienţi se numesc transmitanţe.

— stabilirea laturilor şi a orientării lor se face ca în figura 2 ; astfel, dacă necunoscuta x_j are expresia (2), atunci latura ij, care leagă nodul i cu nodul j, este orientată convergent către nodul j, iar arcului ij i se asociază transmitanţa t_{ij}, pozitivă sau negativă. ([2])

În cazul cînd sistemul este neomogen, se introduce o necunoscută auxiliară x_0. De exemplu, se dă sistemul :

$$\sum_{i=1}^{n} a_{ij} x_i = b_j \qquad j = 1, 2, \ldots, n \tag{3}$$

Se consideră $a_{jj} \neq 0$; se poate ajunge la forma :

$$x_j = \sum_{k=1,\, k \neq j}^{n} a_{ik} x_k + b'_j \qquad j = 1, 2, \ldots, n \tag{4}$$

Se înmulţeşte termenul liber cu o necunoscută auxiliară x_0, care în soluţia finală se egalează cu unitatea. În aceste condiţii (4) are forma sistemului (2). În cele ce urmează se vor utiliza numai sisteme de forma (2). Un asemenea sistem este rezolvabil în raport cu necunoscuta neprincipală x_0. Obţinerea soluţiei folosind grafurile de fluenţă constă din aplicarea succesivă a unor transformări elementare, care conduc la grafuri echivalente, iar în final la un graf de forma celui din fig. 3. Un asemenea graf se numeşte graf S (graf soluţie), iar transmitanţa t_{ok} este transmitanţa echivalentă a grafului de la nodul 0 la nodul k.

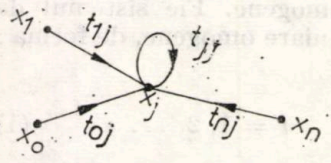


Fig. 2

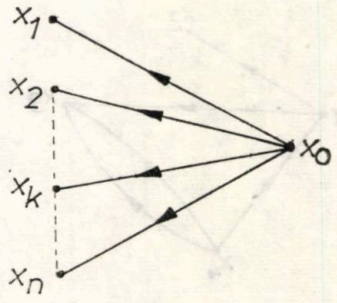


Fig. 3

În general, rezolvarea unui sistem de ecuații cu ajutorul grafurilor de fluență se poate desfășura pe două direcții corespunzătoare la două scheme de lucru : metoda eliminării arcelor și metoda eliminării nodurilor. Prima metodă conduce la un graf S, echivalent cu graful inițial, a doua prezintă avantajul că rezolvă sistemul pas cu pas, existînd posibilitatea de a rezolva parțial acest sistem.

1. Aplicarea metodei grafurilor de fluență în studiul lagărelor hidrostatice

Ideea utilizării grafurilor de fluență la rezolvarea unor probleme din lubrificația hidrostatică își are originea în metodele de calcul și analiză care folosesc analogia electrică.

Posibilitatea aplicării teoriei grafurilor de fluență apare firească, atunci cînd conceptul de bază în rezolvarea unui lagăr hidrostatic este bilanțul de debite. Formulînd condițiile de bilanț de debite se ajunge în mod necesar la un sistem de ecuații algebrice, liniare sau nu, necunoscutele problemei fiind presiunile din degajări. În cazul folosirii directe a metodei bilanțului de debite, este evidentă posibilitatea folosirii unei analogii electrice.

Modelarea electrică a curgerii unui fluid se bazează pe analogia de formă a legilor care guvernează cele două fenomene. Astfel, să scriem sub forma sa cea mai simplă legea lui Ohm :

$$U = RI \tag{5}$$

Se observă imediat că, în cazul unei curgeri cu gradient de presiune se poate scrie :

$$\Delta p = Rq \tag{6}$$

în care Δp este gradientul de presiune între două puncte ale cîmpului de presiuni, q este debitul de lubrifiant, iar R este rezistența hidraulică a spațiului în care are loc curgerea. Valoarea acestei rezistențe hidraulice se poate calcula analitic și se verifică experimental sau, cînd precizia determinării analitice este nesatisfăcătoare, se poate aprecia direct prin utilizarea unui model electric. Este evident că precizia unei asemenea determinări depinde de fidelitatea modelării.

În concluzie, utilizarea metodei bilanțului de debite într-un calcul simplificat, dar suficient de corect, al unui lagăr hidrostatic permite folosirea grafurilor de fluență în rezolvarea sistemelor de ecuații corespunzătoare.

Folosirea grafurilor exclusiv ca metodă de rezolvare a unor sisteme algebrice de ecuații liniare nu justifică complet ideea aplicabilității lor la probleme de lubrificație hidrostatică. Motivele principale pentru care se consideră folositoare utilizarea grafurilor în calculul lagărelor se pot formula astfel :

— permit o abordare a calculului de pe o poziție modernă sub aspectul formulării matematice a problemei, ceea ce deschide perspectiva introducerii și folosirii unor metode matematice foarte actuale,

— păstrează posibilitatea utilizării unor analogii electrice fără modificarea principială a schemei de calcul,

— prin faptul că face legătura cu metodele matematice moderne, creiază o bază teoretică de rezolvare a problemei de maximă importanță tehnică și economică a optimizării,

— constituie o treaptă intermediară extrem de utilă pentru utilizarea modelării pe calculatoare analogice a fenomenelor care se petrec într-un lagăr hidrostatic.

În cele ce urmează nu se vor aborda toate aceste aspecte complexe, a căror enunțare constituie de fapt un program de perspectivă. În această primă fază ne interesează să construim grafurile asociate lagărelor hidrostatice pe care le analizăm și să rezolvăm sistemele de ecuații corespunzătoare. Este necesar să se sublinieze faptul că pentru toate exemplele de calcul se va considera sistemul de alimentare cu restrictor capilar, deoarece în acest caz se obține un sistem liniar de ecuații.

Fie lagărul axial cu patru degajări din figura 4. Se consideră că presiunea este constantă pe suprafața fiecărei degajări, că alimentarea se face de la o singură pompă, cu presiune constantă în amonte față de restrictori, iar acești restrictori sînt, așa cum am mai spus, tuburi capilare. Legea de curgere prin capilar fiind legea Hagen-Poiseuille, se poate scrie :

$$q_a = \frac{p_a - p_i}{128\mu} \cdot \frac{\pi d_c^4}{l_c} \tag{7}$$

Debitul care iese din lagăr, traversînd un prag de lungime l și lățime b (lungimea se consideră în sens perpendicular pe direcția curgerii) este dat de relația cunoscută din lubrificație :

$$q = -\frac{h^3}{12\mu b} \Delta p \cdot l \tag{8}$$

Deci pentru a putea calcula valoarea debitului q este necesar să se cunoască valorile lui h, b și l. Se presupune că se cunoaște poziția plăcii superioare a lagărului, ceea ce permite aprecierea valorilor lui h în diverse puncte. Pentru a scrie ecuațiile de bilanț de debite pentru fiecare degajare în parte, este necesar să se adopte o schemă a modului în care are loc curgerea uleiului în lagăr și din lagăr spre exterior. În figura 4. se poate vedea schema de circulație a lubrifiantului, care va fi luată în considerație în calcul. Se neglijează efectul de moment care apare ca urmare a poziției înclinate a suprafeței superioare a lagărului. Se poate considera :

$$\begin{cases} p_1 = p_2 \\ p_3 = p_4 \end{cases} \tag{9}$$

și scriind ecuațiile de bilanț de debite se va obține :

$$\begin{cases} 2K_Q(p_a - p_1) = Q_1 + 2Q_3 + 2Q_6 + 2Q_7 + Q_5 - Q_2 \\ 2K_Q(p_a - p_3) = Q_1 + Q_2 + 2Q_4 + 2Q_8 + 2Q_9 + Q_5 \end{cases} \tag{10}$$

în care s-a ținut seama de structura curgerii, astfel încît $Q_i = Q_i'$ pentru $i = 3, 4, \ldots, 9$. Se adoptă variația liniară a presiunii pe întreg lagărul și se însumează, obținîndu-se ecuația de portanță sub forma generală :

$$P = s_1 p_1 + s_2 p_3 \tag{11}$$

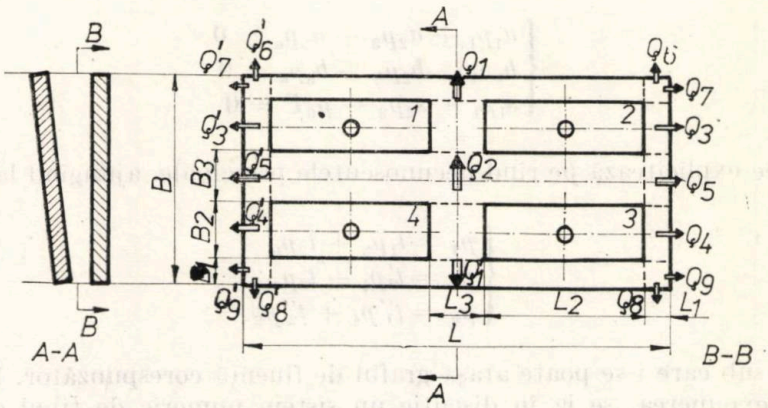


Fig 4

În ecuațiile (10) și (11) s-a notat prin K_Q coeficientul specific al restrictorului (în sensul generalizat în care este găsit în lucrările lui Shen, Constantinescu etc.), pentru cazul ales avînd expresia :

$$K_Q = \frac{\pi}{128} \frac{d_c^4}{\mu l_c} \tag{12}$$

Coeficienții s_1 și s_2 reprezintă suprafețele lagărului pe care acționează presiunile respective, după însumarea pe întregul lagăr. Orice debit Q_j care intră în alcătuirea ecuațiilor (10) se poate scrie conform relației (8). De exemplu Q_3 are expresia :

$$Q_3 = \frac{h_{3med}^3}{12\mu} \frac{p_1}{L_1} B_2 \tag{13}$$

deoarece s-a considerat p_1 ca suprapresiune, iar h_{3med} este valoarea medie a înălțimii interstițiului pe pragul respectiv. Făcînd toate calculele și grupînd toți termenii comuni, ecuațiile (10), capătă forma generalizată :

$$\begin{cases} a_1p_1 + a_2p_3 + a_3p_a = 0 \\ b_1p_1 + b_2p_3 + b_3p_a = 0 \\ s_1p_1 + s_2p_3 = P \end{cases} \tag{14}$$

Se introduce o necunoscută auxiliară p_0, care în final se va egala cu 1, astfel obținîndu-se un sistem omogen de 3 ecuații cu 4 necunoscute, p_0 fiind necunoscuta neprincipală. În acest caz s-a considerat sarcina pe lagăr ca o dată de proiectare, urmînd ca să se determine valoarea presiunii de alimentare necesare. Sistemul (14) capătă deci următoarea formă :

$$\begin{cases} a_1p_1 + a_2p_3 + a_3p_a = 0 \\ b_1p_1 + b_2p_3 + b_3p_a = 0 \\ s_1p_1 + s_2p_3 - p_0P = 0 \end{cases} \tag{15}$$

Se explicitează pe rînd necunoscutele principale, ajungînd la forma :

$$\begin{cases} p_1 = t_1p_3 + t_2p_0 \\ p_3 = t'_1p_1 + t'_2p_a \\ p_a = t''_1p_1 + t''_2p_3 \end{cases} \tag{16}$$

formă sub care i se poate atașa graful de fluență corespunzător. Pentru a ușura expunerea, se ia în discuție un sistem numeric de tipul celui din relațiile (16). Fie deci :

$$\begin{cases} p_1 = 3p_3 - 2p_0 \\ p_3 = 4p_1 + 3p_a \\ p_a = p_1 + 2p_3 \end{cases} \tag{17}$$

Graful atașat sistemului este arătat în figura 5a. În figurile următoare 5b—5j se poate vedea rezolvarea acestui graf prin metoda eliminării laturilor. Graful din figura 5j este un graf S. Deoarece sistemul numeric a fost ales convenabil din punctul de vedere al simplificării calculelor, rezultatele obținute nu au semnificație fizică.

Pentru același lagăr din figura 4 se poate formula o altă problemă, a cărei soluționare prin metoda eliminării nodurilor este elegantă și eficientă. Astfel să presupunem că se cunoaște valoarea presiunii de alimentare p_a și ne interesează să calculăm doar capacitatea portantă a lagărului. Prin metoda eliminării nodurilor se poate realiza acest lucru, fără a calcul în prealabil valorile presiunilor din degajări. Sistemul de ecuații (14) se menține, necunoscutele principale fiind acum : p_1, p_3, P, iar p_a necunoscuta

neprincipală. Sistemul este omogen, iar prin explicitarea necunoscutelor principale se poate ajunge la forma:

$$\begin{cases} P = s_1 p_1 + s_2 p_3 \\ p_1 = t_1 p_3 + t_2 p_a \\ p_3 = t'_1 p_1 + t'_2 p_a \end{cases} \tag{18}$$

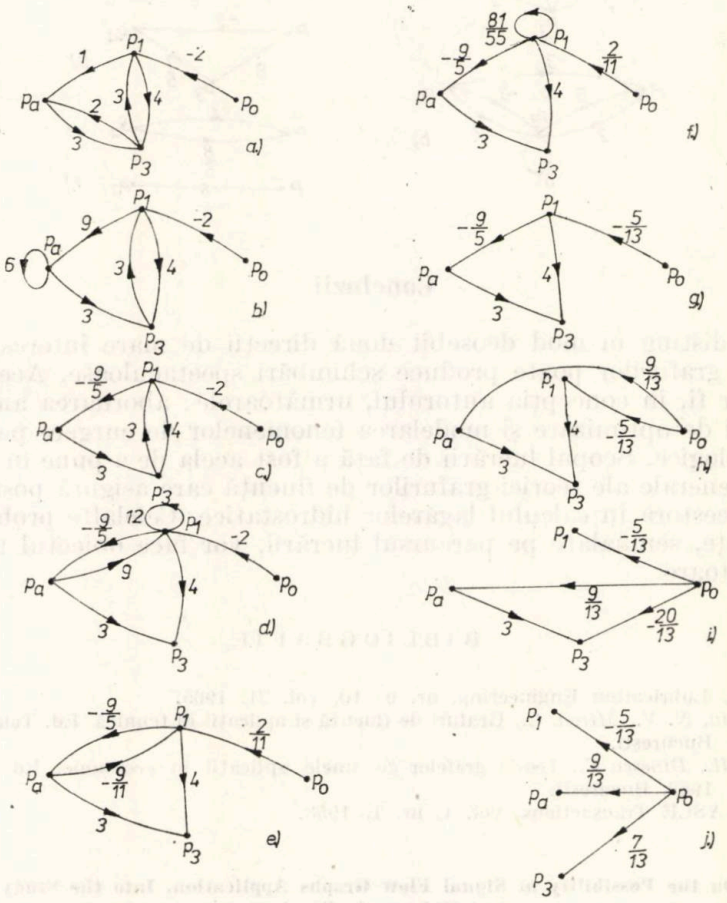


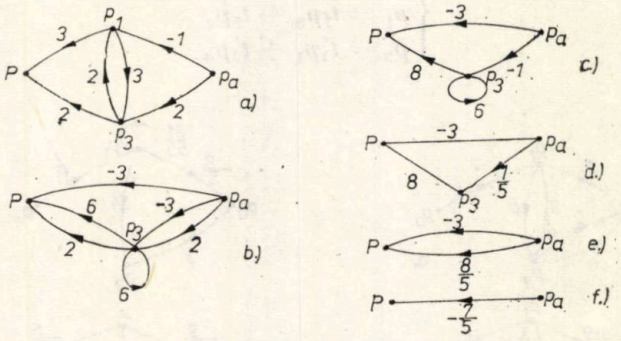
Fig. 5

Fie sistemul numeric de aceeași formă:

$$\begin{cases} P = 3p_1 + 2p_3 \\ p_1 = 2p_3 - p_a \\ p_3 = 3p_1 + 2p_a \end{cases} \tag{19}$$

Deoarece se cere să se calculeze doar capacitatea portantă a lagărului, se va aplica metoda eliminării nodurilor. Graful asociat sistemului (19)

și desfășurarea completă a calculelor este dată în figura 6. Va rezulta capacitatea portantă în funcție de p_a (necunoscuta neprincipală), ceea ce din punctul de vedere al proiectantului este foarte convenabil.



Concluzii

Se disting în mod deosebit două direcții de mare interes, în care aplicarea grafurilor poate produce schimbări spectaculoase. Aceste două direcții ar fi, în concepția autorului, următoarele: abordarea analitică a calculului de optimizare și modelarea fenomenelor de curgere pe calculatoare analogice. Scopul lucrării de față a fost acela de a pune în evidență aspecte generale ale teoriei grafurilor de fluență care asigură posibilitatea folosirii acestora în calculul lagărelor hidrostatice. Celelalte probleme, de mare finețe, semnalate pe parcursul lucrării, vor face obiectul unor cercetări viitoare.

BIBLIOGRAFIE

1. *Boyd, J.*, Lubrication Engineering, nr. 9—10, vol. 21, 1965.
2. *Ghircoiașiu, N. V., Miron, C.*, Grafuri de fluență și aplicații în tehnică, Ed. Tehnică, 1974, București.
3. *Ionescu, H., Dinescu C.*, Teoria grafelor cu unele aplicații în economie. Ed. Științifică, 1969, București.
4. *Loeb J.*, ASLE Transactions, vol. 1, nr. 1, 1958.

On the Possibility of Signal Flow Graphs Application. Into the Study of Hidrostatic Bearings

The paper shortly presents some possibilities and directions concerning the application of signal flow graphs into the study of hydrostatic bearings. After a brief presentation of some well-known theoretical aspects from the signal flow graphs theory, it is shown how the application of graphs in the problem of hydrostatic bearings is a natural development of the already known methods. The paper enumerates the main advantages offered by the use of graphs in some hydrostatic lubrification problems, and the directions of some next developments.

In the second part it is presented a simple case of un axial hydrostatic bearing, which is solved by the use of signal-flow graphs. There are indicated practical situations which can occur in the design work and the best method to be used for different cases.

BULETINUL INSTITUTULUI POLITEHNIC „GHEORGHE GHEORGHIU-DEJ"
BUCUREȘTI
SERIA MECANICĂ
Tomul XL — 1978, Numărul 3

TEHNOLOGIA CONSTRUCȚIEI DE MAȘINI

C.Z.: 621.94.004

INFLUENȚA ERORILOR DE REGLARE ȘI A JOCURILOR DIN SISTEMUL TEHNOLOGIC ASUPRA PRECIZIEI DE PRELUCRARE A PIESELOR SFERICE, OBȚINUTE PRIN STRUNJIRE, DUPĂ METODA GENERĂRII CINEMATICE

V. TACHE, C. NEAGU*

Pornind de la un sistem mecanic ideal, în care are loc prelucrarea, se arată, succesiv, cum acest sistem se modifică datorită unor cauze reale, cum ar fi, de exemplu, erorile de reglare și jocurile din Sistemul tehnologic. Aceste cauze, considerate erori de prelucrare, conduc la abateri ale suprafețelor reale în raport cu cele teoretice. În lucrare sînt determinate analitic aceste abateri, în funcție de cauzele care le generează, și sînt indicate măsurile care trebuie luate pentru obținerea unei precizii de prelucrare cît mai bune.

Prelucrarea suprafețelor sferice prin strunjire, după metoda generării cinematice, se bazează pe descrierea curbei generatoare a suprafeței ca traiectorie a unui punct, materializat de către un tăiș elementar al sculei așchietoare [1]. Traiectoria directoare se obține tot cinematic, ca rezultat al mișcării de rotație a piesei [1].

În felul acesta, suprafața sferică rezultă, în procesul prelucrării, din interacțiunea a două mișcări de rotație — una executată de către punctul generator pe traiectoria generatoare, iar cealaltă pe traiectoria directoare.

În condițiile existenței unui sistem tehnologic ideal, în sistemul de referință al mașinii-unelte (fig. 1), ecuațiile parametrice ale traiectoriei mișcării de așchi-

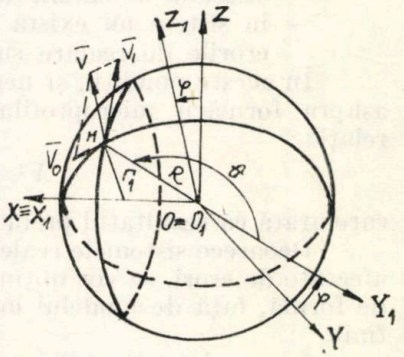


Fig. 1

Manuscris predat redacției la data de 20 aprilie 1977
* Prof. dr. ing. Catedra TCM; Asistent dr. ing. Catedra TCM

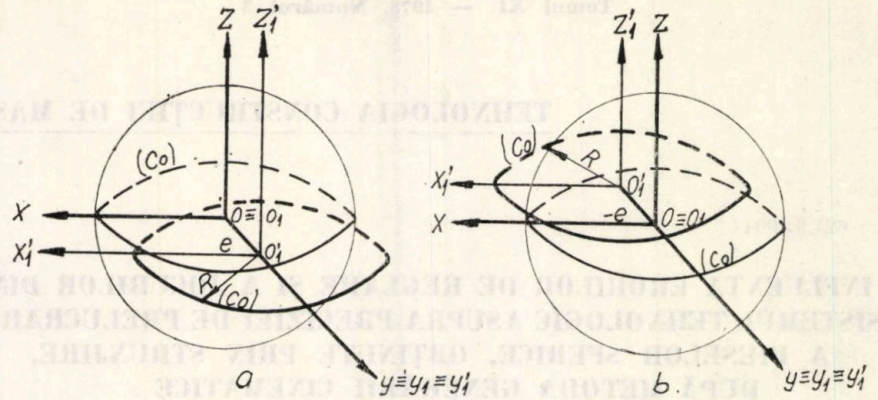


Fig.

ere sînt [1]:

$$X = R \sin\theta$$

$$Y = R \cos\theta \cos \frac{n}{n_0} \theta \qquad (1)$$

$$Z = R \cos\theta \sin \frac{n}{n_0} \theta$$

în care:

R este raza suprafeței sferice care se prelucrează;
n — turația piesei;
n_0 — turația sculei;
θ — unghiul instantaneu de rotație al sculei.

Un sistem tehnologic ideal trebuie să respecte următoarele condiții:
— în timpul prelucrării nu au loc deformații elastice, adică sistemul are o rigiditate infinită;
— sistemul nu suferă deformații termice;
— în sistem nu există jocuri;
— erorile de reglare sînt nule.

În aceste condiții, și neglijînd influența diferiților factori ai așchierii asupra formării microprofilului de generare al suprafeței, se verifică relația:

$$X^2 + Y^2 + Z^2 = R^2, \qquad (2)$$

care arată că rezultatul prelucrării este o suprafață sferică ideală.

Deoarece sistemele reale în care au loc prelucrările prin așchiere sînt afectate de erori, se vor obține totdeauna piese cu abateri dimensionale și de formă, față de modelul lor teoretic exprimat prin desenul produsului finit.

În cazul prelucrării suprafețelor sferice, două din sursele cele mai importante care generează abateri sînt erorile de reglare și jocurile din sistemul tehnologic.

Astfel, în practică, reglarea centrului de rotație al sculei se face cu o anumită eroare $\pm e$ (fig. 2) numită, în continuare, excentricitate de reglare

În prezența excentricității de reglare, deși scula a fost poziționată corect în raport cu centrul de rotație al dispozitivului generator, la cota corespunzătoare razei R, suprafața prelucrată va rezulta deformată.

Cînd excentricitatea este pozitivă $(+e)$ suprafața obținută va fi un tor (fig. 3 a), iar cînd excentricitatea este negativă $(-e)$ suprafața obținută va fi un fus toroidal (fig. 3b).

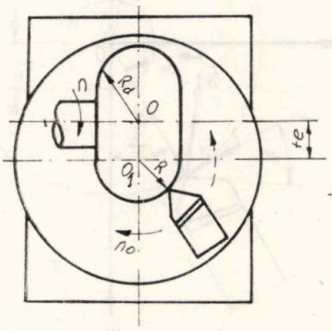


Fig. 3 a

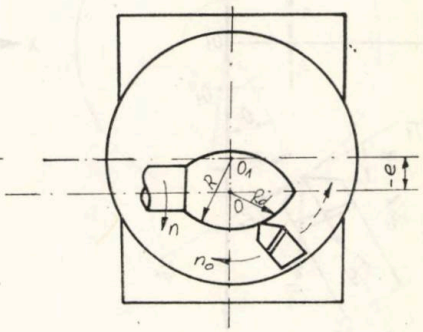


Fig. 3 b

În aceste cazuri, traiectoria mișcării de așchiere este dată de ecuațiile parametrice:

$$X = R \sin\theta$$

$$Y = (R\cos\theta \pm e)\cos\frac{n}{n_0}\theta \tag{3}$$

$$Z = (R\cos\theta \pm e)\sin\frac{n}{n_0}\theta$$

În timpul prelucrării, componentele forței de așchiere F_x și F_y dau o rezultantă F_N, în planul de bază al mașinii unelte. Acțiunea forței normale F_N conduce la o anumită distribuție a jocurilor în sistemul tehnologic *MDPS*. Astfel, după cum se vede în figura 4a, centrul de rotație al dispozitivului generator execută o mișcare de revoluție pe un cerc de rază J_0; J_0 este jocul funcțional din lagărul dispozitivului generator și mărimea sa depinde de tipul constructiv al lagărului și de gradul de uzură al acestuia.

Prezența jocului J_0 face ca mărimea excentricității să crească:

$$e_1 = e + J_0\cos(\varkappa - \theta) \tag{4}$$

Acțiunea forței normale F_N se manifestă și asupra jocurilor existente în lagărele arborelui principal al mașinii-unelte. Deoarece aici intră în acțiune două jocuri — jocul radial J_r și jocul axial J_a — legea distribuției acestor jocuri în timp nu se poate stabili cu certitudine.

În ipoteza că cele două jocuri sînt egale $(J_r = J_a = J_1)$, permite să se accepte că, în ansamblu, jocurile în lagărele arborelui principal au o

distribuție circulară, atît în planul paralel cu planul de bază al mașinii-unelte (fig. 4 b), cît și într-un plan perpendicualr pe acesta (fig. 5).

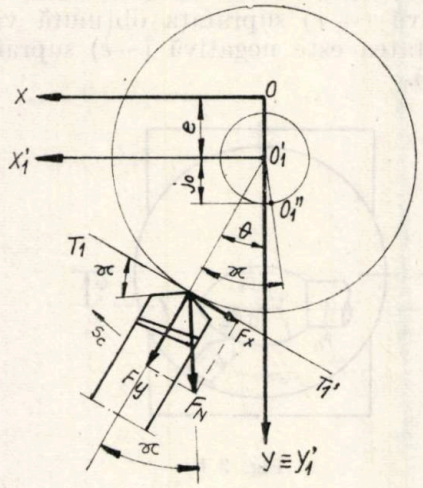


Fig. 4 a

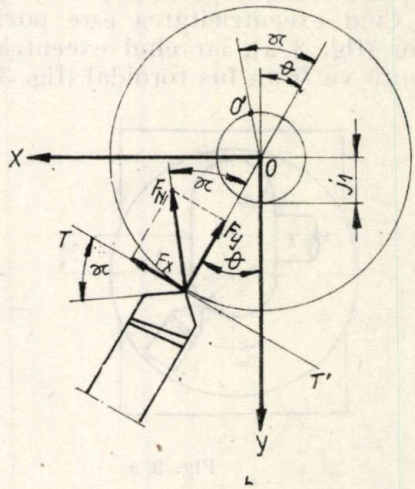


Fig. 4 b

Datorită distribuției jocului J_1, ca efect al acțiunii forței F_N, poziția relativă dintre sculă și piesă suferă o nouă modificare. Această modificare conduce la obținerea altei excentricități, a cărei valoare se determină cu relația :

$$e_2 = e + (J_0 + J_1) \cos (\varkappa - \theta) \tag{5}$$

Ecuațiile parametrice ale traiectoriei mișcării de așchiere capătă, în acest caz, forma :

$$\begin{aligned} X &= R \sin \theta - (J_0 + J_1) \sin (\varkappa - \theta) \\ Y &= [R \cos \theta + e + (J_0 + J_1) \cos (\varkappa - \theta)] \cos \frac{n}{n_0} \theta \\ Z &= [R \cos \theta + e + (J_0 + J_1) \cos (\varkappa - \theta) \sin \frac{n}{n_0} \theta \end{aligned} \tag{6}$$

Componența principală a forței de așchiere F_z, fiind tot timpul tangentă la traiectoria directoare a suprafeței, face ca axa de rotație a semifabricatului să execute o mișcare de revoluție pe un cerc de rază $J_1 = J_r$ (fig. 5).

Această acțiune are loc, în special, în cazul prelucrărilor de degroșare, cînd componența F_z depășește, ca valoare, greutatea subansamblului arbore principal. În cazul operațiilor de finisare este puțin probabil să se manifeste această acțiune,

Considerînd totuşi efectul componenţei F_z, se constată o modificare suplimentară a poziţiei relative dintre sculă şi piesă, astfel încît, în ansamblu, generaréa suprafeţei are loc în prezenţa unei excentricităţi de valoare :

$$e_f = [e + (J_0 + J_1)\cos(\varkappa - \theta)]\cos\frac{n}{n_0}\theta + J_1 \sin\frac{n}{n_0}\theta \qquad (7)$$

Variabila e_f reprezintă deplasarea centrului ideal al suprafeţei sferice pe direcţia OY şi se va numi excentricitate funcţională. În prezenţa excentricităţii funcţionale, ecuaţiile parametrice ale traiectoriei mişcării de aşchiere deformate sînt date de relaţiile :

$$X = R\sin\theta - (J_0 + J_1)\sin(\varkappa - \theta)$$

$$Y = [R\cos\theta + e + (J_0 + J_1)\times$$

$$\times\cos(\varkappa - \theta)]\cos\frac{n}{n_0}\theta +$$

$$+ J_1 \sin\frac{n}{n_0}\theta \qquad (8)$$

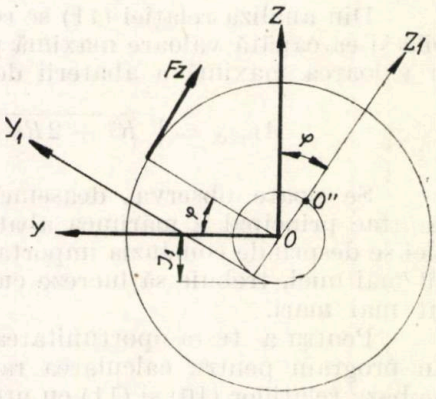


Fig. 5

$$Z = [R\cos\theta + e + (J_0 + J_1)\cos(\varkappa - \theta)]\sin\frac{n}{n_0}\theta - J_1\cos\frac{n}{n_0}\theta^*$$

Mărimea abaterii de la sfericitate, cauzată de către eroarea de reglare şi de jocurile funcţionale, poate fi pusă în evidenţă dacă se scrie expresia razei suprafeţei deformate, în raport cu originea sistemului de referinţă $OXYZ$:

$$R_d = \sqrt{X^2 + Y^2 + Z^2} \qquad (9)$$

Dezvoltînd relaţia (9), se obţine :

$$R_d = \sqrt{R^2 + e^2 + (J_0 + J_1)^2 + J_1^2 + 2Re\cos\theta + 2R(J_0 + J_1)\times \times\cos\varkappa + 2e(J_0 + J_1)\cos(\varkappa - \theta)} \qquad (10)$$

Deoarece excentricitatea de reglaj (e) şi jocurile funcţionale (J_0, J_1) au valori foarte mici, termenii : e^2 ; $(J_0 + J_1)^2$; J_1^2 ; $2e(J_0 + J_1)\cdot\cos\varkappa(-\theta)$, din relaţia (10), pot fi consideraţi infiniţi mici de ordin superior în raport cu

* S-a considerat că excentricitatea de reglare este pozitivă ($+e$) în cazul excentricităţii de reglaj negative ($-e$), studiul deformării suprafeţei prelucrate se face asemănător.

ceilalți termeni și, deci, pot fi neglijați. În felul acesta se obține o expresie mai simplă :

$$R_d = \sqrt{R^2 + 2Re\cos\theta + 2R(J_0 + J_1)\cos\varkappa} \tag{11}$$

Abaterea de la sfericitate poate fi obținută, în orice punct al suprafeței, ca diferența dintre raza suprafeței deformate R_d și raza suprafeței sferice ideale R :

$$A_{sf} = R_d - R \tag{12}$$

Din analiza relației (11) se constată că raza R este continuu variabilă și ea capătă valoare maximă pentru $\theta = 0°$. În acest punct se obține și valoarea maximă a abaterii de la sfericitate :

$$A_{fs_{max}} = \sqrt{R^2 + 2Re + 2R(J_0 + J_1)\cos\varkappa} - R \tag{13}$$

Se poate observa, deasemenea că, odată cu creșterea unghiului de atac principal $\varkappa$ mărimea abaterii de la sfericitate se micșorează. De aici se desprinde concluzia importantă că, pentru a obține piese cu abateri cît mai mici, trebuie să lucreze cu scule avînd unghiuri de atac principal cît mai mari.

Pentru a testa oportunitatea relațiilor stabilite mai sus, s-a alcătuit un program pentru calcularea razei R_d, pe calculatorul Felix — C 256, pe baza relațiilor (10) și (11) cu următoarele date de calcul :

— raza suprafeței sferice ideale : $R = 50$ mm ;

— eroarea de reglare : $e = 0{,}01$ mm ;

— jocul în lagărul dispozitivului generator : $J_0 = 0{,}008$ mm ;

— jocul în lagărul arborelui principal al mașinii-unelte : $J_1 = 0{,}008$ mm ;

— unghiul de atac principal al cuțitului : $\varkappa = 45°$;

— variația unghiului de rotație al sculei : $-\frac{\pi}{2} < \theta < \frac{\pi}{2}$, din 10 în 10 grade.

Rezultatele obținute sînt prezentate în tabelul 1. Din analiza acestor rezultate se pot face două constatări importante :

a. Aproximarea relației (10) cu relația (11) este satisfăcătoare pentru cazurile întîlnite în practică.

b. Abaterea maximă de la sfericitate poate atinge valori de aproximativ 0,02 mm.

În urma cercetărilor experimentale efectuate [2], [4] s-au obținut rezultate apropiate, ca valoare, de cele calculate cu relația (11), ceea ce confirmă rolul predominant al erorilor de reglare și al jocurilor din sistemul tehnologic în apariția abaterilor de la sfericitate.

Pe baza celor arătate se desprinde concluzia că, pentru obținerea unor piese cu abateri de la sfericitate cît mai mici, este necesar să se aibe în vedere următoarele aspecte :

— centrarea foarte atentă a dispozitivului de generare în raport cu axa de rotație a semifabricatului, în așa fel încît să se obțină o eroare de reglare cît mai mică ;

Tabelul 1

Influența erorii de reglare și a jocurilor din sistemul tehnologic asupra apariției abaterilor de la sfericitate

Raza suprafeței sferice ideale : $R = 50$ mm

Unghiul de rotație al sculei θ în grade	Eroarea de reglare, e în mm	Jocurile funcționale în mm		Raza suprafeței sferice deformate, în mm	
		în lagărul dispozitivului J_0	în lagărul arborelui principal al mașinii-unelte J_1	Calculată exact R_d	Calculată aproximativ R_d
−90				50,00919	50,00919
−80				50,01093	50,01093
−70				50,01262	50,01262
−60				50,01419	50,01419
−50				50,01562	50,01562
−40				50,01685	50,01685
−30				50,01785	50,01785
−20				50,01859	50,01859
−10				50,01904	50,01904
0	0,01	0,008	0,008	50,01920	50,01920
+10				50,01904	50,01904
+20				50,01859	50,01859
+30				50,01785	50,01785
+40				50,01685	50,0185
+50				50,01562	50,01562
+60				50,01419	50,01419
+70				50,01262	50,01262
+80				50,01093	50,01093
+90				50,00919	50,00919

— reducerea jocurilor funcționale pînă la valorile minime admise, atît în lagărele arborelui principal al mașinii unelte, cît și în lagărul dispozitivului de generare ;

— prelucrarea cu scule care să aibe unghiuri de atac cît mai mari posibil, recomandarea noastră fiind $\varkappa = 90°$.

BIBLIOGRAFIE

1. *Bădescu, Gh. Neagu, C. Pavel, M.* Construcţia de maşini, Bucureşti anul XXV, nr. 7, iulie 1973 p.
2. *Bădescu, Gh. Neagu, C. Luncaş, I.* Proiectarea şi experimentarea unor echipamente tehnologice pentru executarea articulaţiilor sferice. Contract nr. 30/1972, încheiat cu I.M.G.B. Institutul politehnic Bucureşti, 1972.
3. *Neagu, C. Bădescu, Gh.* Cinstrucţia de maşini, Bucureşti, anul XXVII, nr. 9, septembrie 1975 p.
4. *Neagu, C.* Proiectarea, executarea şi experimentarea unor echipamente tehnologice pentru prelucrarea suprafeţelor sferice finite ale lagărelor sferice de la combina de pantă. Contract nr. 228/1975, încheiat cu I.M.A. „Semănătoarea". Institutul politehnic Bucureşti, 1975.

Der Einfluss des Einstellfehlers und der Thechnologische systemspielen auf die Herstellungsgenanigkeit der Kugelgestaltwerkstrucke, die durch Kinematischeverfahrung beim Drehen hergestellt worden sind

In der vorliegenden Arbeit zeigt sich, dass bei der Herstellung der kugelformigen Werkstücken durch Drehen die Kugelformigeabweichungen von der Thechnologischesystemspielen- und Einstellfehlern hervorgerufen worden sind.

Auf Grund der genannten Faktoren wurde ein analytischen Studium durchgefuhrt und abschlisslich die Kugelformigeabweiungsgrösse ermittelt. Um die theoretischen Voranssetzungen nachprüfen zu können, wurde experimentellen Versuche durchgeführt. Die praktische Ergebnisse haben gezeigt, dass die Thechnologischesystemspielen- und Einstellfehlern als Hauptursache der Kugelformigeabweichungen vorgeshen werden soll.

BULETINUL INSTITUTULUI POLITEHNIC „GHEORGHE GHEORGHIU-DEJ"
BUCUREȘTI
SERIA MECANICĂ
Tomul XL — 1978, Numărul 3

MAȘINI-UNELTE ȘI SCULE

C.Z.: 621.82/.83

GENERAREA DANTURII CURBE POLIHIPOCICLOIDALE PE CREMALIERĂ

E. BOTEZ, A. GHIONEA*

În lucrare se studiază modul în care se generează pe o cremalieră dantura polihipocicloidală. După ce se definesc mișcările necesare generării, se stabilesc ecuațiile suprafețelor flancurilor generate. Prin secționarea acestor suprafețe cu plane frontale și de nivel rezultă care este forma generatoarei și respectiv a directoarei flancurilor generate, precum și mărimea golului și a grosimii dintelui.
Dantura pe lățimea cremalierei va rezulta de formă curbă, ușor convexă pe un flanc și ușor concavă pe celălalt flanc, avînd deci calitățile unei danturi curbe cu flancul modificat prin bombare.
Folosind un program de calcul pentru calculator în partea finală se aplică metodica de studiu stabilită în lucrare pentru cazul generării unei danturi trihipocicloidale.

Introducere

În general cînd se analizează calitatea unui angrenaj, se are în vedere numai calitatea execuției elementelor ce compun angrenajul respectiv. S-a dovedit însă practic că este posibil ca, după montaj, angrenajul să nu corespundă pe deplin în timpul funcționării.

Imprecizia de montaj, precum și deformațiile în sarcină a danturii, a arborilor, lagărelor etc., duc la neuniformitatea repartiției sarcinii pe dinte cu toate consecințele nedorite ce decurg de aici. Efectul acestor factori poate să apară mult pronunțat îndeosebi la danturile angrenajelor greu încărcate.

A apărut deci necesitatea de a se lua măsuri de ordin tehnologic sau constructiv pentru modificarea danturii în scopul de a diminua sau elimina fenomenele ce reduse durata în funcționare a angrenajelor.

Tehnologic, există posibilitatea modificării danturii angrenajelor prin flancare sau bombare |6|. Necesitatea modificării danturii prin flancare sau bombare este pusă în evidență atît de cercetători în domeniul organelor de mașini, cît și de cei ce produc angrenajele. Firme cunoscute producătoare de angrenaje aplică în producție o serie de procedee prin care se realizează modificarea danturii sub astfel de forme |4|. O analiză documentată a acestor aspecte este făcută și prezentată succint în |3|.

Manuscris predat redacției la data de 1 aprilie 1978.
* Prof. dr. docent ing.; Asistent ing. la Catedra de mașini-unelte și scule.

Lucrarea de față privind generarea danturii curbe polihipocicloidale pe o cremalieră are la bază aplicarea procedeului și a dispozitivului ce fac obiectul invenției [2].

Notații folosite

Simboluri generale:

Σa, Sa — suprafață, sistem de referință, cu referire la elementul a;
Γ, Δ — planul generatoarei, directoarei;
x, y, z — coordonate;
X_a — matrice coloană, reprezintă raza vectoare a unui punct curent față de sistemul de referință a;
M_{ab} — matrice pătrată, face transferul din S_a în S_b (se folosesc coordonate omogene);
R, r — raze
B, R, r — bază, rulantă, ruletă;
i — numărul de bucle a hipocicloidei;
ω — viteza unghiulară;
φ — parametrul unghiular al mișcării;
u — parametru ce poziționează puncte de pe muchia aschietoare;
M — muchie aschietoare;
m — modul;
p, t, g — pasul, golul și grosimea dinților danturii;
λ — coeficient al lățimii danturii;
α — unghiul profilului de referință;
δ — bombarea;

Indici:

B, R, r — referitor la bază, rulantă, ruletă;
D, S, C — referitor la dispozitiv, sculă, piesă;
H — referitor la hipocicloidă;
I, II — referitor la tipul sculei folosite;
a, n, s — alungită, normală, scurtată;
st, dr — stînga, dreapta

1. Generarea suprafețelor flancurilor

În figura 1 sînt reprezentate schematic baza B și două din rulante R. Baza este materializată printr-o coroană dințată, iar rulanta printr-un pinion ce rulează în interiorul acesteia.

Dispozitivul ce conține aceste elemente principale se montează pe sania tangențială (S_T) a mașinii de danturat FD. 320.

De asemenea este reprezentată piesa C pe care se execută dantura, precum și muchiile aschietoare M_{st}, M_{dr} ale sculei montate pe rulantă.

Pentru a putea exprima matematic poziția sculei față de piesă cît și suprafețele generate, dispozitivul, scula și piesa s-au încadrat fiecare în cîte un sistem de referință, fie acestea S_D, S_S, respectiv S_C.

Mișcările necesare generării și poziționării sculei față de piesă:

a. Mișcarea principală de așchiere este executată de scule, fixate pe fiecare rulantă, prin intermediul lanțului cinematic principal. Rulantele fiind antrenate în mișcare planetară în interiorul bazei se rotesc cu viteza unghiulară ω_R în jurul axelor proprii și cu viteza unghiulară ω_B în jurul axei centrale a bazei. Raportul dintre cele două viteze unghiulare

$i_H = \frac{\omega_R}{\omega_B}$ reprezintă numărul de bucle ale hipocicloidei închise, descrise de fiecare din cele i_H scule.

După cum un punct curent al muchiilor se află la o rază mai mare, egală, sau mai mică decît raza de rulare a rulantelor (R_R), se generează ruleta r de forma unei hipocicloide alungite, normale sau scurtate [5].

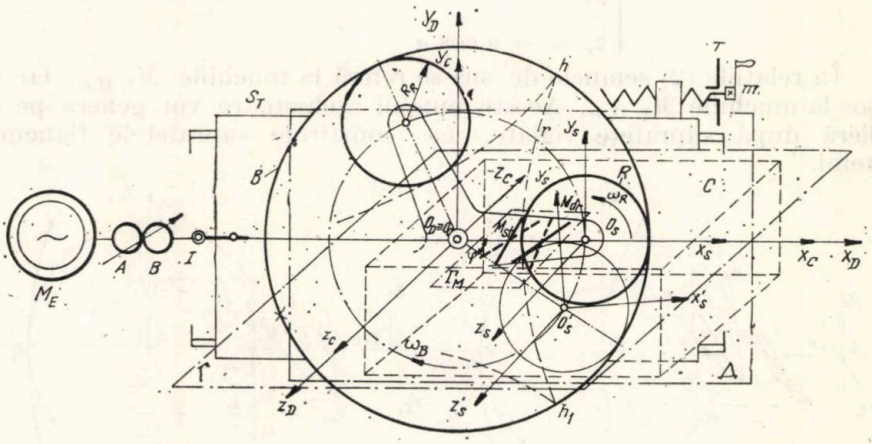


Fig. 1

Planul Γ_M, solidar cu R, care conține cele două muchii așchietoare își schimbă continuu poziția prin rularea lui R în B, corespunzător variației unghiului φ (O_s în O_s'). Unghiul φ' (nereprezentat) făcut de Γ_M cu planul $Y_D = 0$ va avea mărimea :

$$\varphi' = \frac{R_B - R_R}{R_R}\varphi \qquad (1)$$

b) Mișcările de poziționare sculă-piesă se referă la mișcarea de divizare discontinuă și la mișcarea de avans a piesei pe direcția axei Z_c.

Pentru a asigura generarea unei danturi simetrice pe lățimea cremalierei aceasta se deplasează pînă cînd planul ei median Γ se suprapune cu planul Γ_M, corespunzător lui $\varphi = 0$.

Precizăm în legătură cu denumirea *polihipocicloidală* că aceasta a fost stabilită avînd în vedere numărul i_H de bucle ale hipocicloidei, generate la o rotație completă a centrului O_s al rulantei în interiorul bazei. Avînd în vedere că fiecare sculă descrie cele i_H, bucle ale hipocicloidei se poate considera că ar fi posibilă generarea simultană a danturii la un număr i_H de cremaliere. Pentru analiza de față, se consideră ca buclă activă numai una dintre ele (h h_1.v. fig.1).

În studiu se consideră că prelucrarea se face cu două tipuri de scule (fig. 1), urmînd să rezulte care din acestea va genera un dinte bombat.

Scula de tip I (fig. 2 a) va genera flancurile ce delimitează golul dintre doi dinți alăturați, iar cea de tip II (fig. 2. b) va genera dintele.

Suprafețele flancurilor dintelui.

În sistemul S_S (fig. 2) muchiile așchietoare, pentru cele două tipuri de scule, sînt definite de următoarele ecuații :

$$(M_{I,\,II})\begin{cases} x_s = \pm\,\varepsilon_{I,\,II}\,u\sin\alpha - \left(R_R \pm \dfrac{p}{4}\right) \\ y_s = 0 \\ z_s = -\,u\cos\alpha \end{cases} \tag{2}$$

În relațiile (2) semnele de sus se referă la muchiile $M_{I,\,II\,st}$, iar cele de jos la muchiile $M_{I,\,II\,dr}$. Aceste muchii așchietoare vor genera pe cremalieră după suprafețe riglate, ce constituie suprafețele flancurilor dintelui.

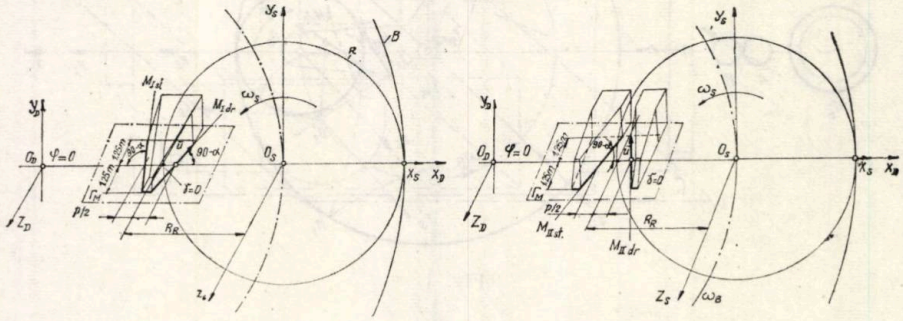


Fig. 2

Pentru a determina ecuațiile acestor suprafețe se face trecerea ecuațiilor (2) din S_s în S_D și apoi în S_c luînd în considerare parametrul φ al mișcării și translația cu mărimea pasului p.

Astfel, coordonatele unui punct curent al muchiilor așchietoare în S_D sînt date de relația :

$$|X_D| = |M_{DS}|\,|X_s| \tag{3}$$

unde :

$$|M_{DS}| = \begin{vmatrix} \cos\dfrac{R_B - R_R}{R_R}\varphi & -\sin\dfrac{R_B - R_R}{R_R}\varphi & 0 & (R_B - R_R)\cos\varphi \\ \sin\dfrac{R_B - R_R}{R_R}\varphi & \cos\dfrac{R_B - R_R}{R_R}\varphi & 0 & -(R_B - R_R)\sin\varphi \\ 0 & 0 & 1 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 1 \end{vmatrix} \tag{4}$$

Înlocuind în (3) relațiile date de (2) și (4) rezultă ecuațiile parametrice ale suprafețelor generate, raportate la S_D, de forma :

$$\begin{cases} x_D = (R_B - R_R)\cos\varphi + \left[\pm\,\varepsilon_{I,II}\,u\sin\alpha - \left(R_R \pm \dfrac{p}{4}\right)\right]\cos\dfrac{R_B - R_R}{R_R}\varphi \\ y_D = -(R_B - R_R)\sin\varphi + \left[\mp\,\varepsilon_{I,\,II}\cdot u\sin\alpha - \left(R_R \pm \dfrac{p}{4}\right)\right]\sin\dfrac{R_B - R_R}{R_R} \\ z_D = -\,u\cos\alpha \end{cases} \tag{5}$$

unde parametrii u și variază independent unul de altul în două intervale stabilite, iar $\varepsilon_I = (+1)$ și $\varepsilon_{II} = (-1)$.

Pentru simplificare în calcul se consideră că, inițial, S_c este suprapus pe S_D (v. fig. 1). Translația cu pasul p, din S_D în S_c, se consideră numai cînd se face trecerea la prelucrarea dintelui următor. Avînd în vedere aceasta ecuațiile (6) reprezintă, de fapt, ecuațiile parametrice ale suprafețelor generate pe cremalieră ($\sum_{c,st}$ și $\sum_{c,dr}$), de forme diferite corespunzător tipului sculei cu care se face generarea.

Forma generatoarei (profilul) și a directoarei (linia flancului). Pentru ușurința calculului se elimină parametrul u între ecuațiile (6) și apoi se intersectează suprafețele flancurilor, scrise sub noua formă, cu plane frontale (paralelele cu Γ) sau de nivel (paralele cu Δ).

Curba ce reprezintă profilul dintelui, exprimată parametric de relațiile (6), se obține intersectînd suprafețele flancurilor cu un plan $Y_c = y_0$ unde $\left(y_0 = -\frac{\lambda m}{2} \div \frac{\lambda m}{2}\right)$ corespunzător lățimii cremalierei.

$$\begin{cases} x_c = f_1(y_0, \varphi) \\ z_c = f_2(y_0, \varphi) \end{cases} \tag{6}$$

În planul median ($Y_c = 0$) profilul are forma muchiilor aschietoare, iar în plane paralele cu acesta profilul se abate cu foarte puțin de la forma de dreaptă, variind ca formă pe lățimea cremalierei.

Linia flancurilor exprimată parametric de relațiile (7) va rezulta intersectînd suprafețele flancurilor cu un plan $Z_c = z_0$ unde ($z_0 = -1{,}25$ m $\div 1{,}25$ m), corespunzător înălțimii cremalierei.

$$\begin{cases} x_c = f_3(z_0, \varphi) \\ y_c = f_4(z_0, \varphi) \end{cases} \tag{7}$$

Efectuînd calculele necesare, relațiile (7) au forma:

$$\begin{cases} x_c = (R_B - R_R)\cos\varphi - r_{s,a(I,II)}\cos\dfrac{R_B - R_R}{R_R}\varphi \\ y_c = (R_B - R_R)\sin\varphi + r_{s,a(I,II)}\sin\dfrac{R_B - R_R}{R_R}\varphi \end{cases} \tag{7'}$$

unde:

$$r_{s(I,II)} = \left(R_B - \frac{p}{4}\right) + \varepsilon_{I,II}\, z_0 \operatorname{tg}\alpha$$

$$r_{a(I,II)} = \left(R_B + \frac{p}{4}\right) - \varepsilon_{I,II}\, z_0 \operatorname{tg}\alpha$$

$$\varepsilon_I = (+1) \text{ și } \varepsilon_{II} = (-1)$$

Relațiile (7)′ reprezintă ecuațiile parametrice ale unor hipocicliode scurtate sau alungite, raportate la sistemul S_c considerat suprapus cu S_D.

Coordonatele unor puncte de pe profil sau linia flancului se obțin cu relațiile (6) respectiv (7)′ dînd, în limite stabilite, diferite valori parametrului φ.

Forma golului și a dintelui

Pentru calcul presupunem două puncte $P_a(x_{c\,st}, y_0, z_0)$ și $P_s(x_{c\,dr}, y_0, z_0)$ (fig. 3) situate pe cele două suprafețe $\sum_{c,\,st}$ și $\sum_{c,\,dr}$ generate de muchiile sculei de tip I. Pentru studiul golului generat de sculă se calculează distanța dintre două astfel de puncte pe lățimea ($y_c = y_0$) și pe înălțimea ($z_c = z_0$) danturii.

La generalizarea calculului se consideră că punctul P_a aparține muchiei M_{st} pentru o poziție a acesteia corespunzătoare unei valori a

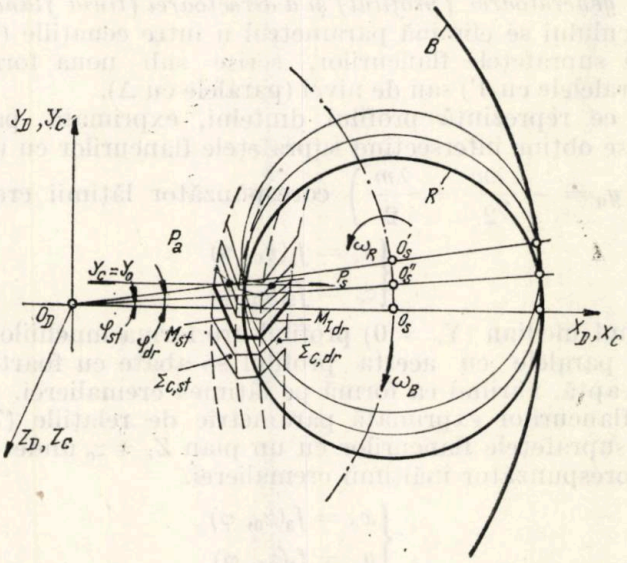


Fig. 3

unghiului φ, fie acesta (φ_{st}), iar punctul P_s unei poziții a muchiei M_{dr} corespunzător altei valori a unghiului φ (φ_{dr}). Cele două valori a unghiului φ sînt diferite deoarece, așa cum s-a arătat, planul Γ_M (fig. 2) se înclină față de planul $Y_c = o$ ca urmare a rulării între R și B

Considerînd o anumită valoare pentru Z_c ecuația a două din (7′) pusă sub formă :

$$\left[\left(R_R \pm \frac{p}{4}\right) \mp \varepsilon_{I,II} Z_c \operatorname{tg} \alpha\right] \sin \frac{R_B - R_R}{R_R} \varphi + (R_B - R_R) \sin \varphi - Y_c = 0 \qquad (8)$$

permite determinarea unei perechi reale de valori pentru φ (φ_{st} și φ_{dr}).

Forma și gradul ecuației (8) sînt funcție de valorile ce le iau ($R_B - R_R$) și $\dfrac{R_B - R_R}{R_R}$, așa încît după unele transformării, în cazul general ecuația poate avea forma :

$$C_1 \sin^n \varphi + C_2 \sin^{n-1} \varphi + \ldots + C_n \sin \varphi + C_{n+1} = 0 \qquad (9)$$

În [3] studiul acestei ecuații trigonometrice este făcut pînă la cazul cînd $i_H = 6$, pentru fiecare tip de hipocicloidă ecuația avînd forme dife-

rite. După metodica prezentată studiul poate fi făcut pentru orice hipocicloidă cu un număr dorit de bucle.

Valorile φ_{st} și φ_{dr} se introduc în prima relație din (6) și se determină coordonatele căutate $x_{c,st}$ și $x_{c,dr}$ situate pe suprafețele flancurilor ce delimitează golul sau dintele.

Perechile de coordonate $x_{c,\,st}$ și $x_{c,\,dr}$ situate pe liniile flancurilor alăturate (fig. 4) situate într-un plan $Z_c = Z_0$ permit calculul mărimii golului (t) sau a grosimii dintelui (g) în diferite plane $y_c = y_0$, cu relațiile :

$$t_{\mathrm{I}} = x_{c,\,dr} - x_{c,\,st}$$

$$g_{\mathrm{I}} = x_{c,st} + p - x_{c,dr}, \tag{10}$$

$$t_{\mathrm{II}} = x_{c,st} + p - x_{c,dr}$$

$$g_{\mathrm{II}} = x_{c,dr} - x_{c,st} \tag{11}$$

cînd se generează cu scule de tip *I* fig. 4. a, respectiv cînd se generează cu scula de tip II (fig. 4. b)

Bombarea (δ) trebuie să rezulte ca o îngustare a grosimii dintelui de la mijloc spre extremitățile acestuia, avînd valori diferite funcție de lățimea cremalierei. Mărimea acesteia se poate studia în planul de referință al cremalierei și în plane paralele cu acesta.

Pentru calculul bombării flancurilor într-un anumit plan $Z_c = Z_0$ se efectuează diferența între coordonatele $x_{c(st,dr)}$ situate pe flancurile din planul frontal $y_c = \dfrac{\lambda m}{2}$ și cele din planul median $y_c = 0$. (fig. 4)

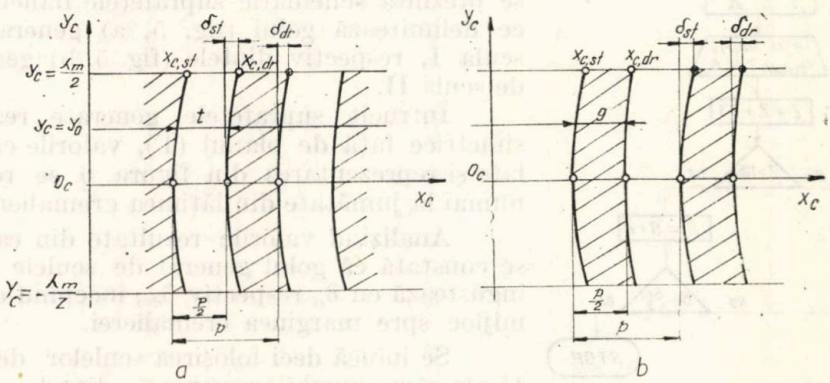


Fig. 4

Complexitatea, durata și precizia calculului necesar pentru un număr mare de puncte de pe suprafețele generate a făcut necesară întocmirea unui program de calcul pe calculatorul numeric.

Pentru o scriere ușoară a relațiilor de calcul în limbajul FORTRAN au fost făcute următoarele notații : $R_R = RR$; $R_B = RB$, tg $\alpha = TGA$, $R_B - R_R =$ DIF1, $R_B - 2R_R =$DIF2 ; $R_B/R_R =$ RAP1 ; $R_B - R_R/R_B =$

= RAP; NR-gradul ecuației (9); modul = M; pas = P; LAMBDA = λ, $B = \frac{\lambda m}{2}$, LAT = $2B$.

Rezolvarea ecuației (9) a fost posibilă apelînd la o subrutină de calcul denumită PORAN a calculatorului Felix — 256.

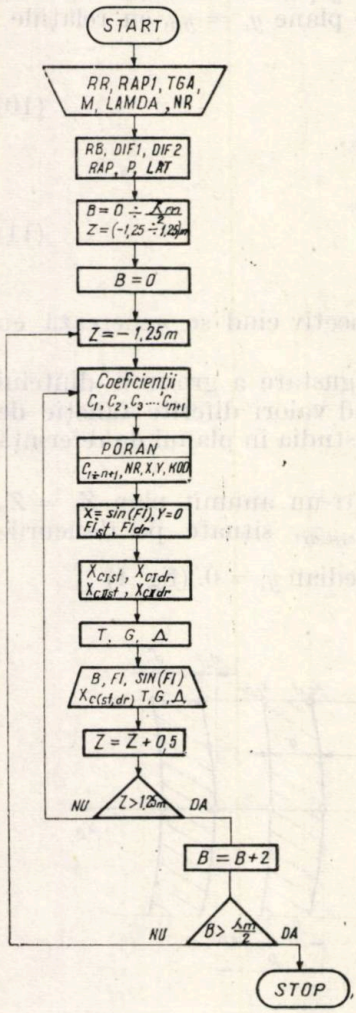


Fig. 5

Conform organigramei de calcul prezentată în figura 5, programul de calcul permite determinarea: unghiurilor φ_{st}, φ_{dr}, a coordonatelor $x_{c(st,\ dr)}$, a golului și a grosimii danturii, precum și a mărimii bombării, pentru suprafețele generate de cele două tipuri de scule.

2. Aplicație

Pentru exemplificare s-a considerat cazul generării unei danturi trihipocicloidale, în calcul fiind considerate următoarele date: $R_B = 210$; $R_R = 70$; $m = 2$; $\alpha = 20°$; $\lambda = 10$.

Folosind metodica și programul de calcul au fost determinate un număr foarte mare de valori cu ajutorul cărora se poate face studiul golului și a grosimii danturii, precum și a bombării acestuia. O parte din rezultatele calculului sînt trecute în tabelele 1 și 2.

Considerînd aceste valori în figura 6 se prezintă schematic suprafețele flancurilor ce delimitează golul (fig. 5, a) generat de scula I, respectiv dintele (fig. 5. b) generat de scula II.

Întrucît suprafețele generate rezultă simetrice față de planul (Γ), valorile calculate și reprezentarea din figura 6 se referă numai la jumătate din lățimea cremalierei.

Analizînd valorile rezultate din calcul, se constată că golul generat de sculele I se îngustează cu δ_{st} respectiv δ_{dr}, începînd de la mijloc spre marginea cremalierei.

Se indică deci folosirea sculelor de tip II ale căror muchii generează dintele de o formă care se îngustează începînd de la mijloc spre marginea cremalierei. Această formă asigură bombarea necesară a dintelui.

Bombarea rezultă de formă simetrică față de planul median al cremalierei, avînd însă valori diferite pentru flancul convex și cel concav (v. tabelul 2). Mărimea sa depinde de modulul danturii, lățimea cremalierei, și de parametrii constructivi ai dispozitivului (R_B, R_R).

Tabelul 1

Date de calcul						Scula tip I			
						Parametru unghiular		Linia flancului (hipocicloidă)	
								scurtată	alungită
$\frac{R_B}{R_R}$	R_R	m	α	y_c	z_c	φ_{dr}	φ_{st}	$x_{c,dr}$	$x_{c,st}$
					−2,5	125,123	123,487	72,56674	67,61160
					−1,5	124,792	123,811	72,20327	67,97514
				−10	0	124,299	124,290	71,65805	68,52047
					1,5	123,811	124,792	71,11280	69,06575
					2,5	123,487	125,123	70,74932	69,42927
					−2,5	50,026	49,373	72,49447	67,53404
					−1,25	49,894	49,502	72,13060	67,89793
				−4	0	49,697	49,697	71,58474	68,44378
					1,5	49,502	49,894	71,03892	68,98963
					2,5	49,372	50,026	70,67501	69,35354
3	70	2	20°		−2,5	0,000	0,000	72,48072	67,51927
					−1,25	0,000	0,000	72,11676	67,88324
				0	0	0,000	0,000	71,57080	68,42919
					1,5	0,000	0,000	71,02484	68,97515
					2,5	0,000	0,000	70,66087	69,33912

Tabelul 1 (continuare)

Scula tip I		Scula tip II					
Gol	Dinte	Parametru unghiular		Linia flancului (hipocicloidă)		Dinte	Gol
				scurtată	alungită		
$x_{c,dr}-x_{c,st}$	$x_{c,st}+p-x_{c,dr}$	φ_{dr}	φ_{st}	$x_{c.dr}$	$x_{c,st}$	$x_{c.dr}-x_{c,st}$	$x_{c.st}+p-x_{c\,dr}$
4,95513	1,32804	120,762	123,326	70,74432	69,42927	1,32005	4,96313
4,22813	2,05505	121,072	122,010	71,11280	69,06575	2,04705	4,23613
3,13757	3,14757	121,539	121,539	71,65805	68,52047	3,13759	3,14561
2,04705	4,23613	122,010	121,072	72,20327	67,97514	4,22813	2,05505
1,32005	4,96313	123,326	120,762	72,56674	67,61160	4,95513	1,32805
4,96043	1,32275	48,284	48,909	70,67501	69,35354	1,32147	4,96171
4,23260	2,05052	48,407	48,780	71,03892	68,98963	2,04928	4,23390
3,14096	3,14222	48,594	48,594	71,58474	68,44378	3,14096	3,14222
2,04928	4,23390	48,780	48,407	72,13060	67,89793	4,23266	2,05032
1,32147	4,96171	48,909	48,284	72,49447	67,53404	4,96045	1,32275
4,96145	1,32173	0,000	0,000	70,66087	69,33912	1,32174	4,96144
4,23352	2,04966	0,000	0,000	71,02484	68,97515	2,04968	4,23350
3,14160	3,14158	0,000	0,000	71,57080	68,42919	3,14160	3,14158
2,04968	4,23350	0,000	0,000	72,11676	67,88324	4,23352	2,04966
1,32174	4,96144	0,000	0,000	72,48072	67,51927	4,96145	1,32173

Tabelul 2

Date de calcul					Scula tip I		Scula tip II	
					Bombarea δ (mm)			
$\frac{R_B}{R_R}$	R_R	m	α	Z_c	Flanc convex	Flanc concav	Flanc concav	Flanc convex
				−2,5	0,09233	0,08601	0,08845	0,09014
				−1,5	0,09190	0,08651	0,08796	0,09059
3	70	2	20°	0	0,09127	0,08725	0,08725	0,09127
				1,5	0,09059	0,08796	0,08651	0,09190
				2,5	0,09014	0,08845	0,08601	0,09233

Avînd în vedere modul de generare al danturii facem și următoarele remarci importante :

— Calitatea suprafețelor generare este superioară celei obținute prin procedeele cunoscute de frezare ;

— Cu reglaje simple se poate genera pe cremalieră și dantură înclinată.

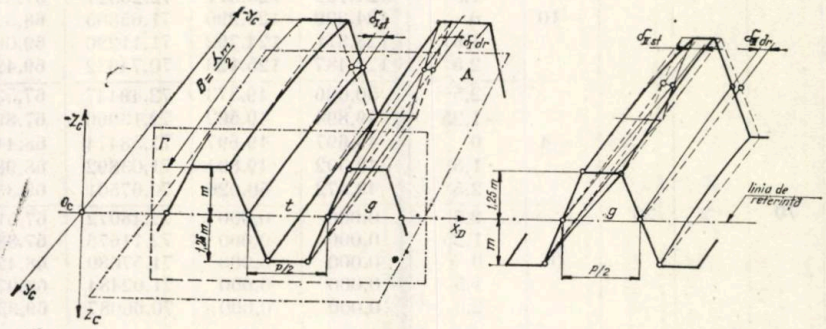


Fig. 6

Concluzii

— Procedeul de prelucrare studiat asigură generarea danturii de o formă ușor curbă, simetrică față de planul median al cremalierei, cu dinții avînd forma bombată.

Mărimea curburii și a bombării dintelui sînt funcție de parametrii constructivi ai dispozitivului folosit, de mărimea modulului și lățimea cremalierei.

— Forma ușor curbă și bombată a dinților îi conferă angrenajului, format între cremalieră și o roată dințată, calități superioare în funcționare.

Studiul efectuat ajută la abordarea în continuare a aspectelor legate de cremaliera generatoare care stă la baza generării danturii polihipocicloidale pe roată.

BIBLIOGRAFIE

1. *Botez, E.*, Mașini-unelte Vol. 1 Cinematica, București, Editura tehnică, 1969.
2. *Botez, E.*, Procedeu și dispozitiv pentru prelucrarea roților dințate cilindrice. Patent R.S.R., nr. 55750, Cl. B. 23 f 21/12, 19.06.1973, 06.07.1973.
3. *Ghionea, A.*, Primele rezultate privind studiul procesului de generare a danturii polihipocicloidale (Referatul nr. 2) I. P. București 1977.
4. *Krumne, W.*, Werkstatt und Betrieb, N3. 3, 1967 p.
5. *Murgulescu, E. s.a.*, Geometrie analitică și diferențială, București, Editura didactică și pedagogică, 1965.
6. * * *, STAS 915/2—73 ; 821—63 ; 6522—62.

Die Erzeugung der Polyhipozykloiden kurvenzahnung auf der Zahnplate

In der Arbeit studiert man die Art in welcher die polyhipozykloide Zahnung auf einer Zahnplatte erzeugt wird. Nach der bestimmung der Erzeugungsbewegungen, stellt man die Gleichung der erzeugten Flankenflächen dar, ebenfals den Zahnkurvenvealauf und die Zahnflankenlinie.

Die erzeugte Zahnung hat eine Kurvenform, ein wenig konvex auf einer Flanke und konkav auf der anderen und die Eigenschaften einer Kurvenzahnung mit einer veränderter Flanke durch Breitenballigkeit.

In dem letzten Abschnitt der Arbeit gibt man einige Zahlenergebnisse an.

BULETINUL INSTITUTULUI POLITEHNIC „GHEORGHE GHEORGHIU-DEJ"
BUCUREȘTI
SERIA MECANICĂ
Tomul XL — 1978, Numărul 3

C.Z.:621.94

CALCULUL DURATEI EFECTIVE A PROCESULUI DE AȘCHIERE ÎN CAZUL STRUNJIRII PLANE PE STRUNGUL CARUSEL

V. TABĂRĂ I. MAȘALA *

Lucrarea se referă la prelucrarea pieselor mari, la care timpul de prelucrare depășește durabilitatea normală a sculei.

În lucrare se dau indicații cu privire la alegerea vitezei de așchiere în scopul evitării schimbării sau reascuțirii frecvente a sculei.

În cazul strungurilor carusel, datorită dimensiunilor mari ale pieselor de prelucrat, pentru a se păstra pe traiectoria directoare o valoare constantă a vitezei principale de așchiere, se impune ca acționarea lanțului cinematic principal să se realizeze astfel încît să existe posibilitatea de reglare continuă a turației.

Pentru a asigura în permanență prelucrarea în regimul tehnologic prescris, este necesar să se respecte atît legea de variație a turației piesei, cît și a vitezei de avans radial a sculei, astfel încît rugozitatea suprafeței prelucrate să fie uniformă în toate punctele ei.

Pentru a stabili legea de variație a turației se poate lua în considerare expresia vitezei principale de așchiere corespunzătoare prelucrării la un diametru „d" [mm], piesa fiind antrenată cu turația „n" [rot/min]. În consecință, din relația cunoscută

$$v = \frac{\pi\, dn}{1000} \text{ [m/ min]}$$

rezultă expresia turației

$$n = \frac{1000\ v}{\pi} \cdot \frac{1}{d}$$

în care viteza principală de așchiere „v" fiind constantă, rezultă că factorul $\frac{1000\ v}{\pi} = K_1$ este constant.

Manuscris predat redacției la data de 19 ianuarie 1978.
Conf. dr. ing. ; Asistent ing., Catedra de mașini — unelte și scule.

Prin urmare se constantă că legea de variaţie a turaţiei piesei prelucrate corespunde relaţiei :

$n = \frac{K_1}{d}$ sau $n.d. = K_1$, care reprezintă ecuaţia unei hiperbole echilatere în coordonate (n, d), fig. 1.

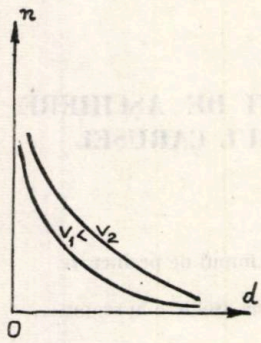


Fig. 1

Rezultă că turaţia piesei va trebui să varieze invers proporţional cu diametrul la care lucrează scula, factorul de proporţionalitate fiind $K_1 = \frac{1000\ v}{\pi}$.

Pentru determinarea legii de variaţie a vitezei de avans radial a sculei faţă de piesă, se poate lua în considerare traiectoria descrisă de sculă în raport cu piesa pentru o rugozitate uniformă. În aceste condiţii avansul trebuie menţinut constant şi prin urmare, traiectoria punctului de contact dintre sculă şi piesă va corespunde ecuaţiei unei spirale arhimedice :

$$\rho = \frac{s}{2\pi}\,\theta$$

în care s reprezintă avansul radial [mm/rot],

$\frac{s}{2\pi}$ reprezintă pasul spiralei [mm], iar

θ unghiul de rotaţie [radieni].

Derivînd în raport cu timpul, se obţine expresia vitezei de avans sub forma :

$$v_s = \frac{d\rho}{dt} = \frac{s}{2\pi} \cdot \frac{d\theta}{dt}$$

în care

$\frac{d\theta}{dt} = \omega$, reprezintă viteza unghiulară a piesei ;

$\frac{\omega}{2\pi} = n$, corespunde chiar turaţiei de lucru.

În aceste condiţii legea de variaţie a vitezei de avans radial în funcţie de turaţia piesei, avansul radial fiind constant pentru o anumită prelucrare, va fi

$$v_s = n \cdot s$$

Ca urmare, se constată că legea de variaţie a vitezei de avans radial v_s este proporţională cu legea de variaţie a turaţiei piesei, factorul de proporţionalitate fiind avansul s. Rezultă că

$$v_s = \frac{1000\ v \cdot s}{\pi} \cdot \frac{1}{d},$$

care este tot o hiperbolă echiliaterală (fig. 2), care se obţine din prima printr-o translaţie omotetică.

Fiind cunoscute legile de variaţie a turaţiei şi a vitezei de avans la prelucrările de strunjire frontală a pieselor de dimensiuni mari, se poate stabili perioada efectivă de lucru astfel încît acesta să nu depăşească durabilitatea cuţitului folosit. În caz contrar fiind necesară întreruperea prelucrării pentru reascuţirea sau înlocuirea sculei, aceasta ar influenţa negativ calitatea suprafeţei prelucrate şi ar duce totodată la mărirea timpului auxiliar.

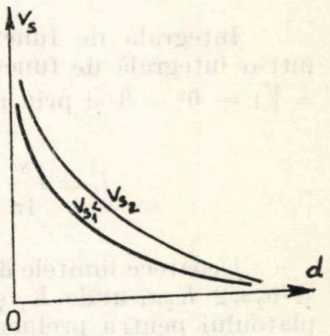


Fig. 2

În acest scop se poate lua în considerare că dacă se respectă legea de variaţie a turaţiei, viteza de aşchiere poate fi menţinută constantă şi egală cu viteza economică determinată pe cale teoretică (v_e) şi prin urmare cunoscînd distanţa parcursă de sculă în timpul procesului de prelucrare (L), se poate calcula timpul efectiv de lucru (T_{ef}) folosind relaţia :

$$T_{ef} = \frac{L}{v_e} \frac{1}{1000} \text{ [min]}$$

unde L reprezintă lungimea arcului de spirală arhimetricică pe care are loc prelucrarea [mm].

Cunoscînd timpul efectiv de lucru T_{ef}, se poate alege un cuţit care are durabilitatea $T > T_{ef}$ şi nu a mai fost folosit după ultima reascuţire, sau unul care deşi a mai fost folosit, i-a rămas o rezervă de durabilitate $T_r > T_{ef}$.

Pentru determinarea perioadei T_{ef}, se va calcula lungimea arcului de spirală arhimedică „L" (fig. 3) delimitat de unghiurile θ_1 şi θ_2 corespunzătoare diametrului d_1, respectiv d_2 ale piesei de prelucrat.

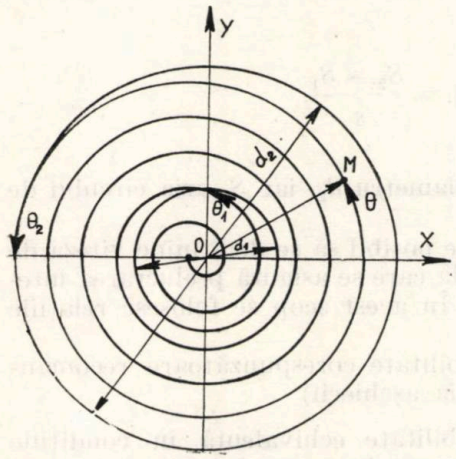


Fig. 3

Se constată că lungimea „L" corespunde cu valoarea integralei definite.

$$L = \int_{\theta_1}^{\theta_2} \sqrt{X'^2_{(\theta)} + Y'^2_{(\theta)}} \cdot d\theta$$

în care

$$X = \rho_{(\theta)} \cdot \cos\ \theta$$

$$Y = \rho_{(\theta)} \cdot \sin\ \theta$$

Luînd în considerare expresia spiralei arhimedice sub forma $\rho = \frac{s}{2\pi} \cdot \theta$, rezultă

$$X'^2_{(\theta)} + Y'^2_{(\theta)} = \left(\frac{s}{2\pi}\right)^2 (1 + \theta^2),$$

astfel că

$$L = \frac{s}{2\pi} \int_{\theta_1}^{\theta_2} \sqrt{1 + \theta^2} \cdot d\theta$$

Integrala de funcţie iraţională de mai sus se poate transforma într-o integrală de funcţie raţională făcînd schimbarea de variabilă $t = \sqrt{1 + \theta^2} - \theta$ şi prin rezolvare dă soluţia

$$L = \frac{s}{4\pi} \left| \theta\sqrt{1 + \theta^2} + \ln(\sqrt{1 + \theta^2} + \theta) \right|_{\theta_1}^{\theta_2}$$

Deoarece limitele de integrare pot fi exprimate sub forma $\theta_1 = 2 K_1\pi$ şi $\theta_2 = 2 K_2\pi$, unde K_1 şi K_2 reprezintă numerele de rotaţii complete ale platoului pentru prelucrarea cu avansul constant s, între diametrele d_1, respectiv d_2, deci

$K_1 = \frac{d_1}{2s}$, $K_2 = \frac{d_2}{2s}$, astfel că limitele de integrare vor fi :

$\theta_1 = \frac{\pi d_1}{s}$, $\theta_2 = \frac{\pi d_2}{s}$, iar expresia lungimii arcului de spirală prelucrat se obţine sub forma :

$$L = \frac{1}{4s} [d_2 \sqrt{s^2 + (\pi \cdot d_2)^2} - d_1 \sqrt{s^2 + (\pi d_1)^2}] + \frac{s}{4\pi} \ln \frac{\sqrt{s^2 + (\pi d_2)^2} + \pi d_2}{\sqrt{s^2 + (\pi d_1)^2} + \pi d_1}$$

Analizînd regimurile de aşchiere uzuale la strungurile carusel mari, rezultă că pentru o viteză de aşchiere $v = 130$ m/min, avansul este cuprins între limitele 0,01 şi 1,6 mm/rot. În consecinţă, neglijînd termenul logaritmic şi „s^2" sub radicali, relaţia lungimii traiectoriei poate fi expimată cu o eroare foarte mică sub forma :

$$L = \frac{\pi}{4s} [d_2^2 - d_1^2] = \frac{S_2 - S_1}{s}$$

în care S_2 reprezintă aria cercului de diametru d_2, iar S_1 aria circului de diametru d_1.

Fiind cunoscută lungimea „L" este posibil să se determine viteza de lucru corespunzătoare unei durabilităţi la care se asigură prelucrarea integrală a suprafeţei luată în considerare. În acest scop se folosesc relaţiile cunoscute :

$V_e = \frac{C_v}{T_e^m \cdot t_v^x \cdot s_v^y}$ (Pentru o durabilitate corespunzătoare recomandărilor din teoria aşchierii)

$V_{ef} = \frac{C_v}{T_{ef}^m \cdot t_v^x \cdot s_v^y}$ (pentru o durabilitate echivalentă în condiţiile economice sub aspectul consumului minim de scule şi a duratei minime de o prelucrare)

din care, ţinînd cont că $L = V_e \cdot T_e = V_{ef} \cdot T_{ef}$, rezultă

$$T_{ef} = \left[\frac{L}{V_e\ T_e}\right]^{1/(1-m)}$$

iar viteza la care se recomandă a fi efectuată prelucrarea va fi

$$V_{ef} = \left[\frac{V_e\ T_e}{L}\right]^{1/(1-m)}$$

Relaţia vitezei de aşchiere corespunzătoare prelucrării întregii suprafeţe luate în considerare pentru o lungime L a traiectoriei sculei permite să se reprezinte legătura dintre durabilitatea sculei şi lungimea traiectoriei în condiţiile unui anumit avans „s" (fig. 4)

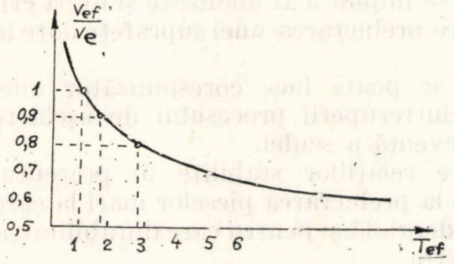


Fig. 4a

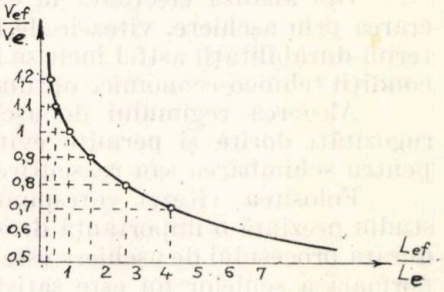


Fig. 4b

Se constată că efectuînd raportul vitezelor, rezultă relaţia :

$$\frac{v_{ef}}{v_e} = \left(\frac{T_e}{T_{ef}}\right)^m$$

din care se obţine pentru variaţia durabilităţii expresia :

$$T_{ef} = T_e \left(\frac{v_e}{v_{ef}}\right)^{\frac{1}{m}}$$

Deoarece în cazul strunjirii exponentul durabilităţii are o valoare $m \cong 0{,}2$, rezultă că raportul $\frac{1}{m} \cong 5$ şi prin urmare în cazul micşorării vitezei de aşchiere cu valori relativ mici, durabilitatea sculei creşte esenţial.

Astfel de exemplu pentru o scădere a vitezei de aşchiere cu 10% în raport cu viteza economică indicată de relaţiile din literatura de specialitate pentru determinarea vitezelor economice, durabilitatea sculei creşte cu 60% iar mărimea suprafeţei prelucrate cu 44%. În cazul unei reduceri

a vitezei efective de aşchiere cu 20% în raport cu valorile indicate în teoria aşchierii, aceste creşteri sînt caracterizate de valorile $T_{ef} = 2{,}4\ T_e$, respectiv $L_{ef} = 1{,}92\ L_e$.

În aceste condiţii este evident că la prelucrarea suprafeţelor mari reducerea vitezei de aşchiere sub valorile date de literatura de specialitate asigură reducerea consumului de scule pentru executarea unei anumite piese şi în acelaşi timp permite reducereaa timpilor auxiliari necesari schimbării sculelor.

Pentru a stabili valoarea economică reală a vitezei de aşchiere se impune a se analiza în fiecare caz în parte costul operaţiei în diferite condiţii de prelucrare. În acest scop se poate face un calcul de optimizare luînd în considerare factori care determină costul unei anumite operaţii şi anume : durata prelucrării, consumul de scule, consumul de energie, etc.

Concluzii

Din analiza efectuată în cadrul acestui studiu rezultă că la prelucrarea prin aşchiere, vitezele de lucru se impun a fi analizate şi după criteriul durabilităţii astfel încît să asigure prelucrarea unei suprafeţe date în condiţii tehnico-economice optime.

Alegerea regimului de aşchiere se poate face corespunzător unei rugozităţi dorite şi permite evitarea întreruperii procesului de aşchiere pentru schimbarea sau reascuţirea frecventă a sculei.

Folosirea vitezei corespunzătoare relaţiilor stabilite în prezentul studiu prezintă o importanţă deosebită la prelucrarea pieselor mari la care durata procesului de aşchiere este considerabilă şi pentru care durabilitatea normală a sculelor nu este satisfăcătoare.

Se apreciază că alegerea vitezelor de aşchiere conform concluziilor desprinse va permite optimizarea prelucării prin mărirea preciziei de execuţie, ridicarea productivităţii prelucrării pieselor de dimensiuni mari şi reducerea consumului de scule.

BIBLIOGRAFIE

1. *Botez E.*, Maşini unelte, vol. I, Cinematica, Editura tehnică, Bucureşti, 1969.
2. *Duca Z.*, Teoria sculelor aşchietoare, Editura tehnică, Bucureşti, 1967.
3. *Tabără V, Sandu I. Gh., Iacolescu I, Cosmin D.*, Acţionarea electrică a maşinilor-unelte, Editura tehnică, Bucureşti, 1968.

Détermination de la durée effective du processus de coupe dans le cas du tournage plâne sur le tour carussel

Le travail concerne la fabrication de grandes pièces, dont le temps d'usinage depasse la durabilité normale de l'outil.

Dans l'étude, on donne des critères concernant le choix de la vitèsse de coupe afin d'éviter le changement frequent, ou le reafûtage frequent de l'outil.

BULETINUL INSTITUTULUI POLITEHNIC „GHEORGHE GHEORGIU-DEJ"
BUCUREȘTI
SERIA MECANICĂ
Tomul XL — 1978, Numărul 3

C.Z.: 621.91:62—5

CONSIDERAȚII PRIVIND SISTEMUL DINAMIC MAȘINA UNEALTĂ-PROCES DE AȘCHIERE CA OBIECT AL REGLĂRII ADAPTIVE

THEODOR BORANGIU*

În lucrare se prezintă problema optimizării regimurilor de așchiere, plecînd de la considerarea mașinii unelte ca obiect al reglării. Decompoziția sistemului dinamic mașină unealtă în subsistem elastic echivalent și proces de așchiere face posibilă evidențierea mărimilor de conducere proprii adaptării, cît și elaborarea unei strategii concrete de optimizare.

1. Sistemul dinamic mașină unealtă — proces de așchiere ca obiect al reglării automate

Sistemul dinamic al mașinii unelte este format din sistemul elastic și procesele de lucru, în interacțiunea lor.

Sistemul elastic (*SE*) conține mașina unealtă, incluzînd toate elementele transmisiei cinematice, dispozitivul de prindere, piesa, scula (*MUDPS*).

Procesele de lucru sînt reprezentate prin procesele de așchiere, frecare, precum și cele care au loc în motoarele de acționare (însoțite de fenomene electromagnetice, aero sau hidrodinamice).

Acțiunea proceselor de lucru asupra sistemului elastic se manifestă sub formă de forțe, dar poate fi și de natură termică. Această acțiune provoacă deplasarea elementelor constructive ale sistemului elastic, adică modifică poziția reciprocă a pieselor aflate în mișcare relativă (sculă și semifabricat, sanie și ghidaj, rotor stator). În zona de contact a acestora se produce unul sau altul din procesele de lucru (fig. 1).

Acțiunea sistemului elastic asupra proceselor de lucru se manifestă prin modificarea parametrilor lor de bază: secțiunea așchiei, presiunea normală pe suprafețele de prelucrare, viteza de deplasare etc. Această variație provoacă variația forțelor, a cantității de căldură degajată etc.

În afara proceselor de lucru, asupra sistemului elastic mai acționează forțele de inerție ale pieselor neechilibrate, aflate în mișcarea de rotație sau a subansamblelor care execută mișcări rectilinii dute-vino; greutatea

Manuscris predat redacției la data de 7 noiembrie 1977
* Asistent ing. Catedra de automatică I

subansamblurilor şi a semifabricatelor, forţa de strîngere a pieselor, sursele termice, şocurile şi vibraţiile transmise prin fundaţii sau cele din interiorul sistemului datorită impreciziei (uzurii) roţilor dinţate şi a altor erori de execuţie sau ansamblare a pieselor maşinilor-unelte. Acestea pot

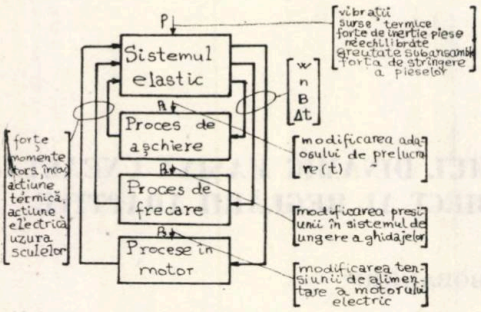


Fig. 1

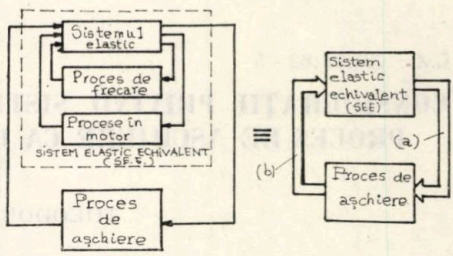


Fig. 2

fi studiate practic ca acţiuni ale factorilor externi asupra sistemului elastic (p).

Acţiunile factorilor externi asupra proceselor de lucru se manifestă prin :

— modificarea adausului de prelucrare a semifabricatului (p_1);
— modificarea presiunii în sistemul de ungere a ghidajelor (p_2);
— modificarea tensiunii de alimentare a motorului electric (p_3) etc.

Neglijarea acţiunii inverse a sistemului elastic asupra proceselor de lucru este admisă doar în cazuri foarte rare. Acţiunea inversă a sistemului elastic asupra proceselor de lucru modifică caracterul fenomenelor dinamice ale maşinilor-unelte. Sistemele dinamice ale maşinilor-unelte sînt neliniare şi deosebit de complexe.

Pentru studierea calitativă a problemelor dinamicii maşinii, sistemul elastic (SE) se aduce la o formă mai simplă prin înlocuirea sa cu altul, practic echivalent, ale cărui ecuaţii sînt liniare, cu coeficienţi constanţi

Particularităţile de bază ale sistemelor dinamice ale maşinilor unelte sînt următoarele :

1. Sistemul dinamic al maşinii este un sistem închis, format din mai multe circuite, care cuprinde şi sursa de energie (este un sistem activ).

2. Acţiunile elementelor de bază ale sistemului pot fi considerate ca unidirecţionale.

3. Intersecţiunea (interferenţa) dintre procesele de lucru se produce numai prin intermediul sistemului elastic.

Aceasta a treia particularitate a sistemelor dinamice ale maşinilor unelte permite reprezentarea echivalentă a sistemelor dinamice ale maşinilor, ca în figura 2.

Acest tip de sistem echivalent va facilita analiza şi calculul condiţiilor de aşchiere, de exemplu, la rezolvarea problemelor tehnologice de prelucrare a maşinii unelte, la elaborarea unui model matematic al procesului de aşchiere, cît şi la studiul SEE, care în esenţă reflectă cinematica maşinii unelte.

Legătura (*a*) devine esențială în această reprezentare; legătura (*b*) se manifestă ca o perturbație a SEE de către procesul de așchiere, ca efect al operațiilor de tăiere în material. Procesul de uzinare devine (fig. 3):

Datorită faptului că influența procesului de așchiere asupra *SEE* nu poate fi evidențiată în sensul determinării cantitative a vectorului p_{PS}, ci cel mult calitativ, vom neglija reacția informațională (b), mai ales

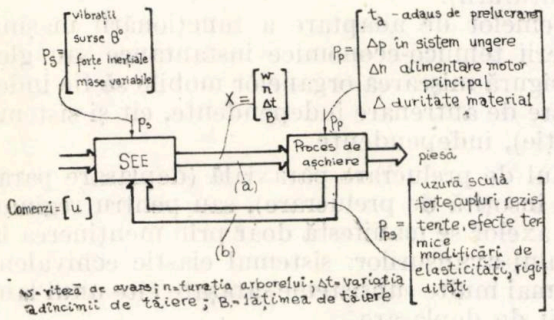


Fig. 3

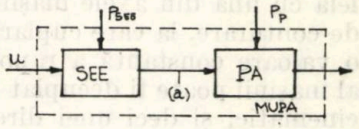


Fig. 4

că aceasta nu poate fi formalizată pentru descrierea mai riguroasă a sistemului mașină unealtă — proces de așchiere (*MUPA*), și vom considera extensia vectorului perturbațiilor asupra *SEE*:

$$p_S \rightarrow p_{SEE} = p_S \cup p_{PS},$$

ceea ce conduce la configurația finală din figura 4.

Această formă de reprezentare pentru sistemul *MUPA* este cea mai avantajoasă pentru evidențierea unui model matematic al procesului de așchiere, *PA*, din interiorul sistemului complex *MUPA*, și care devine principalul sistem (adaptat) în optimizarea regimului de așchiere.

2. Sistemul elastic echivalent al mașinii-unelte (SEE)

Funcțiunea de bază a sistemului elastic echivalent este aceea de a asigura deplasarea organelor mobile, adică de a asigura o anumită traiectorie a punctului de interacțiune sculă-piesă.

Pentru problema de optimizare a regimurilor de așchiere studiată, criteriul de performanță nu va fi îmbunătățirea preciziei de prelucrare, peste performanțele impuse de construcția mașinii și de caracteristicile echipametului de interpolare; sistemele de adaptare concepute vizează creșterea intensității procesului de așchiere, cu respectarea traiectoriei punctului de interacțiune sculă-piesă. Această intensificare a așchierii conduce la aspecte economice favorabile în prețul de cost al uzinării, productivitate, încărcarea mașinii etc.

Sistemele de comandă adaptive se aplică cu precădere prelucrărilor de degroșare, care din punctul de vedere al realizării traiectoriei se încadrează în cazul prelucrărilor poraxiale și de conturare; în această situație,

devine determinantă analiza gradului de încărcare a mașinii-unelte, și nu se urmărește decît nedepășirea unor limite de eroare la capetele elementare ce definesc etapele tehnologice parțiale la prelucrări paraxiale, sau menținerea nealterată a traiectoriei în cazul conturării.

Pentru acest gen de operații de așchiere, mașinile unelte au legături funcționale între diverse axe care participă la stabilirea traiectoriei (ex: în cazul cel mai general al conturării).

Pentru rezolvarea problemelor de adaptare a funcționării mașinii unelte (satisfacerea unor criterii tehnico-economice instantanee sau globale), se impune ca axele ce asigură mișcarea organelor mobile să fie independente, adică să aibă motoare de antrenare independente, cît și sisteme de reglare (variatoare de turație), independente.

Rezultă că pentru regimul de prelucrare paraxială (deplasare paralelă cu una din axele mașinii, însoțită de prelucrare), sau pentru regimul de conturare, la care cuplarea axelor se manifestă doar prin menținerea la o valoare constantă a raportului avansurilor, sistemul elastic echivalent al mașinii poate fi decuplat în mai multe subsisteme, atașate cîte unui lanț cinematic, și deci unei direcții de deplasare.

De asemenea această decuplare este posibilă și în cazul regimului de poziționare, care însoțește întotdeauna prelucrări paraxiale (întoarceri ale capului de frezare pentru prelucrarea unui nou strat etc.).

Particularitățile de care trebuie să se țină seama în studiul dinamicii *SEE* sînt:

— deplasarea axelor se face în permanență cu reglarea vitezelor de avans;

— aceste deplasări se fac cu viteze tehnologice (la prelucrare) sau rapide (la poziționare);

— în stabilirea traiectoriei se va ține seama de dimensiunile piesei și de cele ale sculei;

— se impune nedepășirea punctului final, corespunzător unei etape tehnologice parțiale, ceea ce înseamnă că apar comutări ale sistemului de comandă din regimul de prelucrare în regimul de poziționare;

— trebuie luată în considerație reacția procesului de lucru (în principal de așchiere) asupra comportării dinamice a *SEE* (această influență se manifestă în principal prin forțele și momentele rezistente asupra motorului de acționare cît și modificarea rigidității sistemului cinematic de transmisie);

— trebuie să se țină seama de efectul perturbator a o serie de mărimi în mică parte controlabile (forțe inerțiale, jocurile și rigiditățile sistemului) și în general necontrolabile (vibrații, mase variabile, surse termice, natura frecărilor și a amortizărilor ș.a.);

— interacțiunea mărimilor de ieșire ale celor două subsisteme elastice de bază: al acționării de avans (axa X) și al rotației principale (n) determină uzinarea efectivă.

Pentru a putea satisface ansamblul acestor condiții, este necesară analiza dinamicei *SEE*, determinată de ecuațiile ce caracterizează funcționarea următoarelor subansamble tipice:

— elementul mobil (sanie, cărucior, păpușă, platou rotativ);

— elementul de transmisie (conversie) a mișcării (pinion-cremalieră, șurub-piuliță, cilindru-piston etc.);
— reductorul de viteză;
— elementul de acționare (motor electric sau hidraulic, rotativ sau liniar);
— sistemul de măsură a poziției (traductorul).

3. Analiza dinamicii procesului de așchiere

Al doilea subsistem dinamic, care intră în componența instalației globale de așchiere este procesul de lucru. El se află în legătură directă cu *SEE* al mașinii unelte, determinînd evoluția în timp a eforturilor de așchiere, pe baza mărimilor de intrare ce vin din *SEE*: viteza de avans, w, turația axului principal, n, adîncimea de tăiere, t. La rîndul său, procesul influențează *SEE* prin mărimile mecanice rezistente: momente de încovoiere, torsiune, forțe de așchiere normale sau tangențiale la suprafața de prelucrat. Această influență perturbatoare asupra *SEE* se manifestă prin solicitări elastice, afectarea stabilității dinamice a lanțurilor cinematice de transmitere a mișcării, modificarea poziției relative sculă-piesă ș.a.

Sistemul — proces de așchiere are ca suport fizic interacțiunea permanentă dintre scula așchietoare și piesa de prelucrat. În cadrul comportării dinamice a acestui proces se evidențiază în afara setului de mărimi de intrare (controlabile, ieșiri ale *SEE*) și a setului de mărimi de ieșire (mărimi mecanice, ce exprimă efortul de așchiere) o serie de variabile de stare (lățimea de așchiere, felul așchierii, tipul sculei așchietoare, durabilitatea sculei, variația adausului de prelucrare etc.), care, împreună cu seturile intrare-ieșire amintite determină performanțele dinamice ale procesului.

Stabilirea dependenței între cele trei seturi de mărimi, ce permite evidențierea unui model matematic al procesului de așchiere, va conduce, așa cum se vedea, la o configurație neliniară, care depinde în primul rînd de natura mașinii unelte și de tipul așchierii (frezare, strunjire, alezare etc.).

Forțele care iau naștere în timpul frezării, prin mișcarea relativă dintre sculă și piesă, acționează în lanțul cinematic al mașinii din cadrul *SEE*. Astfel, forța tangențială F_t solicită la încovoiere și torsiune axul pe care se află montată freza. Freza însăși este solicitată la nivelul dinților ce au pătruns în material. Cu ajutorul forței F_t se calculează mecanismul principal de mișcare al mașinii precum și puterea motorului acționării principale.

Mărimea solicitării la torsiune se determină cu ajutorul relației:

$$M_t = F_t \cdot \frac{D}{2} \cdot 10^{-3} \qquad (1)$$

unde:

M_t — cuplul de torsiune la arborele principal [kg fm]
D — diametrul frezei [mm]
F_t — forța tangențială [kgf]

Mărimea solicitării la încovoiere este dată de valoarea momentului încovoietor $M_{\hat{i}}$. Valoarea maximă a acestuia apare în lagărul de jos (freză verticală), respectiv lagărul cel mai apropiat de sculă și are valoarea:

$$M_{\hat{i}\,max} = Rb + F_{ax} \cdot a \tag{2}$$

unde:

a și b au semnificațiile din figura 5.
$M_{\hat{i}\,max}$ = momentul încovoietor maxim [kgf cm]
R — rezultanta forței tangențiale și axiale de așchiere [kgf]
F_{ax} — componenta axială a forței de așchiere [kgf]
a = distanța dintre punctul de aplicație al forței și axul principal [cm]
b = distanța de la muchiile așchietoare ale frezei la mijlocul lagărului de jos al arborelui [cm]

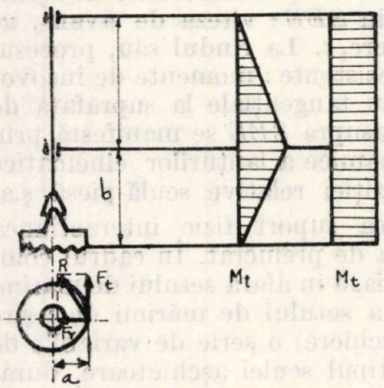


Fig. 5

Se mai arată că relația (2) se scrie:

$$M_{\hat{i}\,max} = (\rho_1 \cdot b + \rho_2 \cdot a) \cdot F_t \tag{3}$$

În sfîrșit, diverși autori — bazîndu-se pe seturi complete de măsurători — consideră că forța tangențială poate fi descrisă de relația:

$$F_t = C_p \cdot z \cdot B^{u_p} \cdot w_{Sd}^{y_p} \cdot D^{q_p} \cdot t^{x_p} \tag{4}$$

unde:

C_p — constantă de material;
B — lățimea de așchiere [mm];
W_{Sd} — avans pe dinte [mm/rot. dinte
x_p, y_p, u_p, q_p — exponenți.

Ținînd cont că:

$$W_{Sd} = \frac{W_S}{z \cdot n} \tag{5}$$

unde:

W_S — viteza de avans [mm/min];
n — turația frezei [rot/min];

rezultă că pentru forța de așchiere tangențială F_t expresia:

$$F_t = C_p \cdot z^{1-y_p} \cdot B^{u_p} D^{-q_p} t^{x_p} W_S^{y_p} n^{-y_p} \tag{6}$$

Expresia cuplului de torsiune, ținînd cont de (1) și (6) devine:

$$M_t = \frac{1}{2} \cdot 10^{-3} \cdot C_p \cdot z^{1-y_p} \cdot D^{-q} \cdot B^{u_p} \cdot t^{x_p} \cdot W_S^{y_p} \cdot n^{-y_p} \tag{7}$$

Pentru procesul de frezare vom considera deci un model matematic neliniar, descris în principal de ecuațiile de încărcare date de (4), (6) sau (2), cu următoarele restricții tehnologice (referitoare la regimurile de lucru

admise) și constructive (referitoare la caracteristicile mașinii și ale sculei folosite):

(a) $W_{S\min} \leqslant W_S \leqslant W_{S\max}$

(b) $n_{\min} \leqslant n \leqslant n_{\max}$

(c) $t \leqslant t_{\max}$

(d) $P_{\max} \geqslant C_1 \cdot W_S^{y_p} \cdot n^{1-y_p} \cdot t^{x_p}$

(restricția de putere la motorul acționării principale)

(e) $M_{t\max} \geqslant C_2 \cdot W_S^{y_p} \cdot n^{-y_p} \cdot t^{x_p}$

(f) $M_{t\max} \geqslant C_3 \cdot W_S^{y_p} \cdot n^{1-y_p} \cdot t^{x_p}$

(g) $W_{Sd\min} \leqslant W_{Sd} \leqslant W_{Sd\max}$

Cu aceasta, domeniul de lucru admisibil în cazul procesului de frezare poate fi reprezentat în funcție de mărimile de intrare : W, n, t.

De exemplu, pentru o adîncime de tăiere t dată, domeniul apare ca în figura 6.

Prin programare, se urmărește respectarea restricțiilor referitoare la vibrații (se alege un domeniu admisibil ($n_{\min}$, $n_{\max}$) pentru n, astfel încît pentru un anumit fel de freză (z dat) vibrațiile forțate să nu coincidă cu domeniul vibrațiilor libere și autoexcitate ale mașinii.

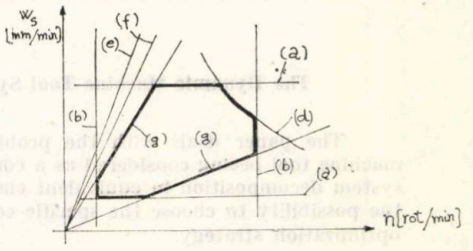


Fig. 6

De asemenea prin programare se asigură în general respectarea tuturor restricțiilor tehnologice și constructive care țin de interacțiunea sculă-piesă (ex : temperatura în zona de contact sub limita maximă admisibilă, uzura sculei etc.). Aceste restricții, ce vor fi folosite în special în vederea echipării sistemului de comandă al mașinii cu un bloc de optimizare, restrîng domeniul de lucru admisibil prezentat în figura 6.

Concluzii

Decompoziția în sistem elastic echivalent și proces de așchiere, prezentată mai sus, permite elaborarea unor strategii de reglare a intensității procesului de uzinare, care să asigure funcțiuni de adaptare sau optimizare. O strategie de adaptare asigură de exemplu, încărcarea maximă, controlată, a mașinii unelte. Aceasta se obține prin menținerea unei mărimi

mecanice de tipul: moment de torsiune, moment de încovoiere, forță tangențială, la valoarea maximă admisibilă. Blocul de adaptare va furniza comenzi de modificare permanentă a vitezei de avans și a turației axului principal, cu testarea permanentă a restricțiilor ce definesc domeniul admisibil de operare. În felul acesta se obține un spor de productivitate de pînă la 80%.

Sistemele de optimizare a regimurilor de așchiere vizează extremizarea unui indice global de performanță de tipul:

— productivitate maximă a așchierii;
— preț de cost minim al așchierii;
— durabilitate maximă a sculei.

Problema de optimizare poate fi rezolvată plecînd de la caracterul neliniar al funcțiilor de cost menționate, cît și al restricțiilor tehnologice și constructive ale mașinii unelte.

Ambele variante de echipamente de conducere — adaptive și optimale — vor menține funcționalitatea impusă de secțiunile de comandă numerică (în regimuri de așchiere paraxială sau de conturare), reglînd în mod suplimentar intensitatea tăierii, cu implicații favorabile în prețul de cost al uzinării.

BIBLIOGRAFIE

1. *Duca, Z.*, Bazele așchierii pe mașini unelte, Ed. Didactica, București.
2. *Penescu, C.* Sisteme. Concepte. Caracterizări. Sisteme liniare, Ed. tehnică, București, 1975.
3. *Florea, S., Borangiu, Th.* Structură numerică LSI pentru reglarea după parabolă a vitezei de avans la poziționarea săniilor mașinilor unelte, A II-a Conferință Națională de Mașini unelte, București, 27 — 28 decembrie 1976.
4. *Borangiu, Th.*, Sistem hibrid de poziționare cu asigurarea dinamicii optime a deplasării organelor mobile, Prima sesiune Sisteme automate și informaționale în industrie, 28 — 30 aprilie, 1975, București.

The Dynamic Machine Tool System Subject to Adaptive Control

The paper deals with the problem of cutting-process optimization, the machine tool beeing considered as a controlled plant. The machine tool dynamic system decomposition in equivalent elastic subsystem and cutting process offers the possibility to choose the specific control signals, as well as to elaborate the optimization strategy.

BULETINUL INSTITUTULUI POLITEHNIC „GHEORGHE GHEORGHIU-DEJ"
BUCUREȘTI
SERIA MECANICĂ
Tomul XL — 1978, Numărul 3

HIDROTEHNICA

C.Z.: 621.247

ASPECTE ALE PROIECTĂRII HIDRODINAMICE A AERATOARELOR MECANICE DE SUPRAFAȚĂ CU ROTOR ȘI AX VERTICAL

JULIETA FLOREA, D. ROBESCU, T. PETROVICI*

Se propune o metodă originală de dimensionare hidrodinamică a rotoarelor de aeratoare mecanice de suprafață bazată pe cantitatea de oxigen transferată din aer în apă, principalul parametru care trebuie realizat într-o instalație tehnologică de epurare.

Se prezintă relații de calcul pentru determinarea formei și dimensiunilor palelor rotorice; totodată se dau relații de similitudine aerohidrodinamică utile în transpunerea datelor de pe modele pe prototipuri geometric asemenea.

În stadiul actual pentru realizarea prototipurilor de aeratoare, acestea se proiectează după experiența cercetătorului, se execută și testează prototipul executat și se reia ciclul (proiectare, execuție, încercare) pînă la obținerea unor performanțe satisfăcătoare.

În literatura de specialitate, existentă la noi în țară, nu se indică o metodă de proiectare a aeratorului mecanic de suprafață, iar în străinătate, dacă aceste metode există, fără îndoială că reprezintă un secret de fabricație al firmei constructoare respective.

Lucrarea de față prezintă o metodă proprie, originală de proiectare hidrodinamică a aeratoarelor cu rotor, bazată pe principalul parametru care trebuie realizat în procesul de epurare biologică, capacitatea de oxigenare.

1. Influența parametrilor hidrodinamici ai aeratorului asupra oxigenării apei.

Oxigenul necesar procesului de mineralizare aerobă a substanțelor organice este luat din aerul atmosferic și antrenat în apa bazinului de aerare pe diverse căi:

a) picăturile de apă cu deficit mare de oxigen, fin dispersate în aerul atmosferic, în lungul traiectoriei lor prin mediul gazos își completează oxigenul necesar pînă aproape de saturație;

Manuscris predat redacției la data de 6 martie 1978.

* Conf. dr. ing.; Asistent dr. ing.; Cercetător științific; Catedra de hidraulică și mașini hidraulice.

b) jetul de lichid aruncat de rotor, lovind suprafața liberă din bazin, introduce aer sub formă de bule fine și grosiere care sînt antrenate de curenții hidrodinamici în mișcarea indusă ; la nivelul bulei apare fenomenul de difuzie al gazului însoțit de dispersia acestuia, proces fizic prin care se anulează deficitul de oxigen în masa de lichid ;

c) în timpul funcționării aeratorului, datorită depresiunii care se formează în rotor, prin găurile practicate pe discul superior al unora dintre tipurile de aeratoare este aspirat aerul atmosferic și amestecat intim cu apa în zona palelor rotorice ; alte rotoare sînt prevăzute cu ventilatoare la partea superioară care prin ușoara suprapresiune creată introduc aer în zona palelor rotorice.

Cu modificarea imersiunii rotorului se schimbă imaginea optică a jetului aruncat de rotor : de la un spectru de picături, în cazul unei imersiuni mici, la un flux de apă continuu, în cazul unei imersiuni ridicate a rotorului.

Așadar, cele trei procese de introducere a oxigenului, arătate mai sus, se realizează simultan, dar avînd în vedere modificarea imaginii optice a transportului de apă cu imersiunea, este greu de precizat care dintre procese are efectul preponderent la un moment dat.

Deoarece schimbul de energie are loc în rotor (energia mecanică aplicată în exterior se transformă în energie hidraulică), intensitatea procesului de transfer a oxigenului din aer în apă, indiferent de de modalitatea de realizare a lui, este dependentă de parametrii hidrodinamici pe care îi realizează aeratorul la o imersiune dată.

Totodată aeratorul mecanic trebuie să asigure în bazinul de aerare, ca o necesitate imperioasă a bunei desfășurări a procesului biochimic de epurare cu nămol activat, un spectru hidrodinamic de viteze superioare pragului de depunere a flocoanelor de nămol.

Mărimea vitezelor induse în diverse puncte este dependentă de configurația și dimensiunile geometrice ale bazinului de aerare și în special de parametrii hidraulici ai aeratorului asimilat cu un rotor de turbopompă.

Din experiențele efectuate de către autori atît în laborator cît și în natură, a rezultat că există o corelație între parametrii hidrodinamici și de oxigenare ai aeratorului cu rotor.

Concluzia principală a cercetărilor experimentale, este că parametrii hidraulici ai rotorului : debit Q, sarcină H, putere N determină procesul de transfer al oxigenului din aer în apă. Totodată a rezultat că imersiunea optimă din punct de vedere ai eficienței de aerare E [kgO_2/kWh] coincide cu aceea optimă din punct de vedere hidrodinamic apreciată global prin produsul randamentelor mecanic ,volumic, hidraulic $\eta_m \cdot \eta_v \cdot \eta_h$

2. Determinarea principalelor cote de proiectare a aeratorului mecanic

Din calculele generale ale unei stații de epurare mecanobiologice, bazate pe compoziția și calitatea apei uzate, rezultă cantitatea de oxigen necesară desfășurării procesului biologic [3].

Această cantitate de oxigen se corelează prin coeficientul α cu cea corespunzătoare în condiții standard :

$$C.O.\text{apă standard} = \frac{C.O.\ \text{apă uzată}}{\alpha} \cdot [\text{kg.O}_2/\text{h}] \qquad (1)$$

Funcționarea unui aerator izolat într-un bazin este nerentabilă din punct de vedere al volumului de investiții, fiind preferabilă funcționarea mai multor rotoare în același bazin; din acest considerent se alege un număr de aeratoare care va preciza capacitatea de oxigenare pe agregat.

Se estimează un coeficient economic, în gama de valori date de statistica mondială, $E = 1{,}8 \div 2{,}0$ kgO_2/kWh [4]. Coeficientul economic este limitat superior din considerente de desfășurare a procesului de difuzie și dispersie a oxigenului. La creșterea puterii aplicate din exterior la axul rotorului, deși se mărește debitul de lichid vehiculat, turbulența se accentuează puternic și produce o pierdere de energie nejustificată economic.

Pe baza coeficientului economic și a capacității de oxigenare în condiții standard se obține puterea necesară a fi aplicată la axul rotorului:

$$N[\text{kw}] = \frac{C.O.[\text{kg.O}_2/\text{h}]}{E[\text{kg.O}_2/\text{kwh}]}. \tag{2}$$

Se alege din catalog un motor cu putere electrică în gama 4; 7,5; 15; 22; 37; 75 kW și se reverifică coeficientul economic. În cazul în care acesta este sub valoarea minimă indicată se reia calculul prin alegerea unui alt număr de aeratoare.

Proiectarea aeratorului mecanic de suprafață trebuie făcută în corelație cu dimensiunile bazinului de aerare aferent unui singur rotor.

Calitatea substanței organice, reprezentată prin biodegrabilitate determină timpul de aerare minim. Din cele două date, debitul de apă uzată și timpul de aerare, rezultă volumul bazinului:

$$V[\text{m}^3] = Q[\text{m}^3/\text{h}] \cdot t \ [\text{h}] \tag{3}$$

Se calculează volumul bazinului aferent unui rotor și indicele $\delta[\text{W/m}^3]$ care trebuie să se încadreze pentru puterea N, rezultată din formula (2), în diagrama din figura 1. Curbele care delimitează această diagramă au fost obținute statistic prin prelucrarea datelor cuprinse în literatură. [5].

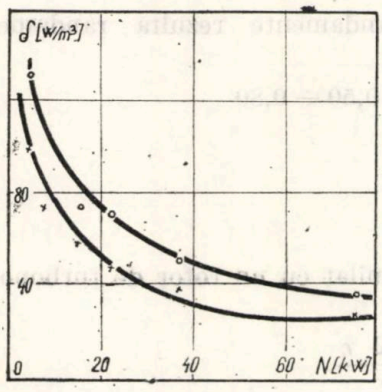


Fig. 1

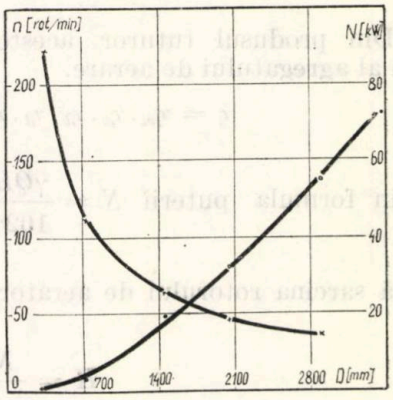


Fig. 2

Din cercetările teoretice și experimentale efectuate de autori atît în laborator cît și în natură a rezultat că oxigenul transferat din aer în apă este corelat cu debitul de lichid vehiculat prin relația

$$C.O.[m^3O_2N/s] = (0{,}003 \div 0{,}006)\, Q\ [m^3/s] \tag{4}$$

Rezultă așadar debitul de lichid Q [m³/s] ce trebuie pompat în rotor.

Din diagrama trasată în figura 2 pe baza prelucrării statistice a datelor cuprinse în literatură [4], rezultă pentru puterea N, diametrul D și corespunzător pentru diametrul D turația n.

(De menționat că atît diametrul cît și turația sînt numai orientative).

Alegerea lor definitivă se face de către proiectant pe baza studierii mai multor variante. Este evident că la definitivarea lor un rol important îl joacă experiența și practica proiectantului. Din experiența autorilor se recomandă pentru rotoarele diagonale majorarea turației cu 20÷50 % față de cea din figura 2.

3. Dimensionarea hidrodinamică a aeratorului cu rotor

Pe baza datelor: puterea N [kW], debitul de lichid Q[m³/s], turația n [rot/min], și diametrul D [m], se poate face dimensionarea hidrodinamică a aeratorului asimilat cu un rotor de turbopompă.

Se estimează:

— randamentul mecanic $\eta_m = 0{,}90 \div 0{,}95$;

— randamentul volumic $\eta_v = 1$;

— randamentul hidraulic $\eta_h = 0{,}75 \div 0{,}85$ (cu valorile mari pentru rotoare de dimensiuni reduse).

— randamentul transmisiei $\eta_t = 0{,}90 \div 0{,}96$ pentru reductoare cu roți dințate cilindrice cu dinți înclinați; pentru motoreductoare melc-roată melcată rezultă $\eta_t = 0{,}5$;

— randamentul electric al motorului de antrenare

$$\eta_e = 0{,}85 \div 0{,}93.$$

Din produsul tuturor acestor randamente rezultă randamentul global al agregatului de aerare.

$$\eta = \eta_m \cdot \eta_v \cdot \eta_h \cdot \eta_t \cdot \eta_e \cong 0{,}50 \div 0{,}80 \tag{5}$$

iar din formula puterii $N = \dfrac{\gamma Q H}{102\eta}$. (6)

rezultă sarcina rotorului de aerator asimilat cu un rotor de turbopompă

$$H = \frac{N.102\ \eta}{\gamma Q}. \tag{7}$$

Pe baza formulei (7) se determină sarcina teoretică infinită

$$H_{t\infty} = \frac{H_t(1+p)}{\eta h}. \tag{8}$$

în care p = coeficientul de influenţă estimat iniţial la o valoare în gama $p = 0{,}11 \div 0{,}20$.

Diametrul D_0 (fig. 3) rezultă din formula :

$$Q = \frac{\pi D_0}{4} C_0. \tag{9}$$

în care $C_0 = 2{,}5 \div 3{,}0$ m/s viteza la intrarea în rotor ; aceasta este corelată cu sarcina rotorului prin relaţia :

$$C_0 = \varepsilon\sqrt{2gH}\,. \text{în care } \varepsilon = 0{,}50 \div 0{,}62 \tag{10}$$

Pentru determinarea diametrului D_1 se folosesc relaţiile :

— pentru rotor centrifug $D_1 = (0{,}8 \div 1{,}0)\ D_0$ (11)

— pentru rotor diagonal $D_1 = (0{,}5 \div 0{,}7)\ D_0$ (12)

Lăţimea palelor la intrarea în rotor se obţine din relaţia :

$$Q = \pi D_1 \cdot b_1 \cdot C_{m1} \tag{13}$$

în care :

$$C_{m1} = C_{m0} \cdot \tau_1. \tag{14}$$

cu $\tau_1 = 1{,}02 \div 1{,}04$ coeficient de îngustare a secţiunii (valorile mici sînt corespunzătoare rotoarelor cu dimensiuni mari).

Lăţimea palei la ieşirea din rotor se determină pe baza formulei

$$Q = \pi D_2 b_2 C_{m2} \tag{15}$$

în care : $C_{m2} = C_{m1}$ (ipoteză unanim acceptată în teoria hidrodinamică a turbopompelor).

Numărul de pale se stabileşte cu formula :

$Z = (10 \ldots 12)\sqrt{D}$ în care D[m] reprezintă diametrul aeratorului [3].

Calculul în continuare pentru stabilirea unghiurilor de aşezare a paletei β_1, şi β_2, proiecţia palei în planul meridian şi tangent, definitivarea constructivă a rotorului se face utilizînd metoda de proiectare în aproximaţii succesive, a rotoarelor de turbopompe.

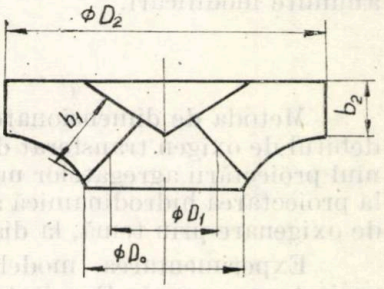


Fig. 3

4. Proiectarea prin similitudine a rotoarelor

Experimentarea la scară naturală a unui rotor necesită cantităţi mari de substanţe chimice, energie electrică, etc. Din considerente economice şi tehnic raţionale, este mult mai rentabilă cercetarea efectivă a unor aeratoare model care se pot uşor modifica şi adapta conform rezultatelor obţinute.

Proiectarea aeratorului prototip cu puterea impusă N_p[kW] se face pe baza rezultatelor obţinute la testarea modelului cu parametrii cunoscuţi : N_m[kW], D_m[m], n_m[rot/min], $C.O._m$[kgO_2/zi].

Parametrii mecanici ai prototipului şi modelului se corelează prin relaţiile :

$$D_m \cdot n_m^{1,2} = D_p n_p^{1,2}; \quad N_p = N_m \left(\frac{n_m}{n_p}\right)^3; \quad N_p = N_m \left(\frac{D_p}{D_m}\right)^{2,5}. \tag{16}$$

Rezultă astfel turaţia n_p[rot/min] şi diametrul D_p[m] al prototipului; se obţine scara geometrică de modelare $\lambda = D_p/D_m$ cu care se calculează toate dimensiunile geometrice ale prototipului (unghiurile se conservă).

Capacitatea de oxigenare a prototipului se obţine prin relaţia

$$C.O._p = C.O._m \left(\frac{D_p}{D_m}\right)^3 \cdot \left(\frac{n_p}{n_m}\right). \tag{17}$$

Ulterior se poate face verificarea hidrodinamică a rotorului după metoda indicată, pe baza debitului de apă :

$$Q[\mathrm{m^3/s}] = (24{,}3 \div 48{,}6) \cdot 10^{-6} C.O. \ [\mathrm{kg.O_2/zi}]. \tag{18}$$

Din relaţia $N = \dfrac{\gamma Q H}{102\eta}$ prin estimarea unui randament $\eta = 0{,}6 \div 0{,}8$ rezultă sarcina rotorului H [mCA].

Pe baza triunghiurilor de viteze de la intrare şi ieşire se verifică rotorul prototip.

Este evident că datele obţinute prin similitudinea aerohidrodinamică, după metoda expusă, trebuiesc confirmate prin testare în natură deoarece, în special, la dimensiuni mari efectul de scară poate introduce anumite modificări.

Concluzii

Metoda de dimensionare hidrodinamică a aeratoarelor, bazată pe debitul de oxigen transferat din aer în apă, reprezintă o premieră în domeniul proiectării agregatelor mecanice de aerare. Ea a fost utilizată practic la proiectarea hidrodinamică a unui model de rotor diagonal cu capacitate de oxigenare prin temă, la diametrul de referinţă 500 mm.

Experimentarea modelului a confirmat ipotezele şi metoda de proiectare propusă. Rezultatele experimentale obţinute la testarea modelului diferă faţă de valorile propuse cu maximum 3 %.

Metoda de proiectare expusă în prezenta lucrare deschide perspectiva dimensionării hidrodinamice a aeratorului cu scopul majorării randamentelor și a eficienței deoarece s-a demonstrat că aceste două mărimi sînt direct proporționale.

Metoda de proiectare este adecvată rotoarelor lente centrifuge sau diagonale. Cercetări recente, pe plan mondial și inițiate pe plan național, au dus la apariția unor rotoare rapide, axiale, care prezintă o serie de avantaje constructive (elimină reductorul de turație) și economice (preț de cost mai redus).

BIBLIOGRAFIE

1. *Florea J., ș.a.* — Hidraulică și mașini hidraulice curs IPB, 1974.
2. *Florea J., ș.a.* — Mecanica fluidelor și mașini hidraulice, vol. II și II, curs IPB, 1976.
3. *Karelin, Jukov, Jurov, Repin* — Ocistka proizvodstvennîx stocinîx vod v aerotankah Moskva Stroinzdat 1973.
4. *Robescu D.* — Contribuții teoretice și experimentale la studiul epurării apelor. Teză de doctorat, IPB, București, 1975.
5. *Stalman V.* — Turbina BSK un nou sistem de aerare de mare capacitate în tehnica epurării apelor reziduale. Das Gas und Wasserfach, nr. 22, 4 iunie 1965, pag. 613—617.
6. *Sterbacek Z, P. Tausk* — Amestecarea, București, Ed. tehnică, 1969.

Quelques aspects concernant le calcul hydrodynamique des aérateursmécaniques de surface á rotor et axe verticalee

On propose une méthode originale de dimensionnement hydrodynamique des rotors des aérateurs mécaniques basée sur la quantité d'oxygéne transferée à l'eau, paramétre principal à étre réalisé dans une installation technologique d'épuration. Sont présentées des rélation de calcul de la forme det les dimensions des aubes rotoriques et aussi des rélations de similitude hydro-aérodynamique qui permettes la transposition des données obtenues sur modèle pour les prototypes géométriquement semblables.

BULETINUL INSTITUTULUI POLITEHNIC „GHEORGHE GHEORGHIU-DEJ"
BUCUREȘTI
SERIA MECANICĂ
Tomul XL — 1978, Numărul 3

Profesor doctor docent CĂLIN ADRIAN VASILESCU

În ziua de 22 iulie 1978 a încetat din viață în urma unui tragic accident profesorul doctor docent Călin Adrian Vasilescu.

S-a născut la 10 martie 1926, la Iași. A urmat liceul teoretic la București. În perioada 1944—1949 a urmat Institutul politehnic București, Facultatea de mecanică, promovînd examenul de stat cu diplomă de merit. În anul 1961 a obținut titlul de doctor inginer, iar în 1971 i s-a acordat titlul de doctor docent.

Din 1949 a funcționat în învățămîntul superior, parcurgînd toate treptele universitare de la asistent pînă la profesor universitar, la Academia Tehnică Militară, Institutul de construcții București și Institutul politehnic București.

A predat cursuri, a condus lucrări de laborator și proiecte de diplomă, în domeniile: Termotehnică, Motoare de avion cu piston, Studiul proceselor de ardere și Tehnologia fabricației mașinilor termice; a predat pentru prima oară în învățămîntul politehnic din București discipline noi: Studiul fiabilității mașinilor, Studiul arderii și detonației în motoarele de aviație, Combaterea poluării produsă de motoarele cu ardere internă.

Activitatea didactică a profesorului Călin Adrian Vasilescu a fost deosebit de amplă; cursurile sale au fost ținute la un înalt nivel științific și cu un deosebit talent pedagogic.

A scris și a publicat lucrări didactice valoroase, în domeniile de specialitate în care și-a desfășurat activitatea.

Profesorul Călin Adrian Vasilescu a desfășurat o vastă activitate științifică de cercetare, concretizată în peste 250 de lucrări originale în domeniile termoenergeticii, motoarelor cu ardere internă.

Activitatea științifică a fost orientată în următoarele direcții principale: studiul utilizării energetice a presiunii de zăcămînt a gazelor natu-

rale, studiul proceselor energetice din mașinile rotative, arderea intensificată în curent turbulent în camerele de ardere ale motoarelor turboreactoare, studiul măririi performanțelor motoarelor cu aprindere prin scînteie prin îmbunătățirea proceselor, procesele din motoarele cu aprindere prin comprimare înalt supraalimentate, răcirea motoarelor, îmbunătățirea caracteristicilor combustibililor pentru motoarele diesel, combaterea poluării mediului, folosirea unor noi tipuri de combustibili în motoarele cu ardere internă.

În cadrul acestor lucrări a obținut rezultate noi, originale, de valoare, comunicate în publicații de prestigiu sau în cadrul unor manifestări științifice între care unele cu participare internațională.

Profesorul Călin Adrian Vasilescu a desfășurat o foarte cuprinzătoare activitate obștească. A fost responsabilul Comisiei profesionale a comitetului de sindicat al Institutului politehnic București, vicepreședinte al Comisiei pentru combaterea poluării mediului a Academiei Republicii Socialiste România, membru al Comisiei Municipiului București pentru protecția mediului etc.

Pentru activitatea științifică meritoasă, i s-a acordat premiul Academiei R.S. România „Traian Vuia" (1961), a primit premiul de Stat al R. S. România (1963), Medalia „Meritul științific" (1967), Medalia de Aur a Salonului invențiilor de la Bruxelles (1971) ș.a.

Prin dispariția prematură din viață a profesorului Călin Adrian Vasilescu, învățămîntul tehnic superior și știința românească suferă o grea pierdere.

Profesor dr. docent GEORGE BĂRĂNESCU
Membru corespondent al Academiei R. S. România

Întreprinderea Poligrafică „Informația" c. 472

44.480

BULETINUL INSTITUTULUI POLITEHNIC „GHEORGHE GHEORGHIU-DEJ" BUCUREŞTI SERIA MECANICĂ

apare trimestrial, în continuarea vechilor periodice ştiinţifice : „Bulletin de Mathematiques et de Physique pures et apliquées". „Buletinul Politehnicei din Bucureşti" şi Buletinul Institutului politehnic „Gheorghe Gheorghiu-Dej" Bucureşti.

Organizat pe baze noi, el reflectă în primul rînd activitatea ştiinţifică a corpului didactic din institut. În limita spaţiului disponibil, se pot publica şi lucrări ştiinţifice ale colaboratorilor din afara institutului.

Corespondenţa privind articolele, schimburile de publicaţii şi abonamentele se fac pe adresa institutului.

BULETINUL INSTITUTULUI POLITEHNIC „GHEORGHE GHEORGHIU-DEJ" BUCUREŞTI РАЗДЕЛ МЕХАНИКИ

выходит четыре раза в год, являясь продолжением прежних научных периодических журналов „Bulletin de Mathématiques et de Physique pures et appliqués", „Buletinul Politehnicii din Bucureşti", и Buletinul Institutului politehnic „Gheorghe Gheorghiu-Dej" Bucureşti.

Составленый на новых основах, он отражает в первую очередь научную деятельность преподавательского состава Бухарестского политехнического институте. В пределахво вможностей будут публиковаться и научно-исследовательские работы специалистов извне.

Переписка обмен периодическими изданиями и подписка производятся по адресу института.

BULETINUL INSTITUTULUI POLITEHNIC „GHEORGHE GHEORGHIU-DEJ" BUCUREŞTI SERIES OF MECHANICS

The Bulletin is issued quarterly, continuing the old scientific periodicals : „Bulletin de Mathématiques et de Physique pures et appliquées", „Buletinul Politehnicei din Bucureşti" and Buletinul Institutului politehnic „Gheorghe Gheorghiu-Dej" Bucureşti

Organized on a new basis, it primarily reflects the scientific activity of the academic staff from Institute. Researchers from ontside the institute can also publish their papers within the available space.

The correspondance regarding the articles, change of publications and subscriptions are sent to the of the Institute.

BULETINUL INSTITUTULUI POLITEHNIC „GHEORGHE GHEORGHIU-DEJ" BUCUREŞTI SÉRIE MECANIQUE

paraît tous les trois mois, continuant les anciens periodiques scientifiques : „Bulletin de Mathématiques et de Physique pures et appliquées", „Buletinul Politehnicei din Bucureşti" et Buletinul Institutului politehnic „Gheorghe Gheorghiu-Dej" Bucureşti.

Organisé sur de nouveaux principes il reflète tout d'abord l'activité scientifique du corps enseignant de l'Institut. Dans la limite de l'espace disponible on peut y publier aussi les travaux scientifiques des collaborateurs de l'extérieur.

L'adresse pour la correspondance concernant les articles, les echanges de publications et les abonnamants est :

Adresa :

INSTITUTUL POLITEHNIC „GHEORGHE GHEORGHIU-DEJ" BUCUREŞTI
ROMÂNIA
Splaiul Independenţei nr. 313
Căsuţa Poştală nr. 2356
(pentru Buletinul Institutului)
Seria Mecanică

1979 MAR 16

Lei 20

F 1130/3

BULETINUL INSTITUTULUI POLITEHNIC „GHEORGHE GHEORGHIU-DEJ" BUCUREȘTI

SERIA MECANICĂ

TOMUL XL NUMĂRUL 4 ANUL 1978
OCTOMBRIE—DECEMBRIE

COMITETUL DE REDACȚIE

REDACTOR RESPONSABIL : Academician *Radu Voinea*

MEMBRII : Prof. dr. ing. *Constantin Bălă* (redactor responsabil adjunct) ; Prof. dr. docent ing. *Gheorghe Buzdugan*, membru corespondent al Academiei Republicii Socialiste România ; Prof. dr. docent ing. *Gheorghe Cartianu*, membru corespondent al Academiei Republicii Socialiste România ; Prof. dr. docent ing. *Virgil Constantinescu* ; Prof. dr. ing. *Alexandru Dănescu* ; Prof. dr. ing. *Gleb Drăgan* ; Prof. dr. ing. *Nicolae Geru* ; Prof. dr. ing. *Berthold Grünwald* ; Prof. dr. *Ion Grădișteanu* ; Prof. dr. ing. *Gheorghe Hortopan* ; Prof. ing. *Jean Moncea* ; Academician *Ecaterina Ciorănescu Nenițescu* ; Prof. dr. ing. *Aurel Oprean* ; Prof. dr. ing. *Mircea Petrescu* ; Prof. dr. ing. *Ion Popescu* ; Prof. dr. ing. *Marin Rădoi* ; Prof. dr. ing. *Marcel Segărceanu* ; Prof. dr. ing. *Călin Sergiu* (secretar științific) Prof. dr. *Octavian Stănășilă* ; Prof. dr. docent ing. *Ion Teoreanu* ; Prof. dr. docent *Rodica Vilcu*.

Editor : Institutul politehnic „Gheorghe Gheorghiu-Dej" București, **Splaiul Independenței 313. Cod. 77206 Tel. 31.40.10. România, Căsuța poștală 2356** TELEX : 10.490 PIBUH

Readers from abroad can get subscriptions for this rewspaper trough ILEXIM import-export press, 13 Decembrie St. Nr. 3, P.O.B. 2001, telex 011226, Bucharest ROMÂNIA

1979 MAR 14

Sumar

MATEMATICĂ

Elena Tănăsescu, Al. Dănescu, Şt. Petrescu
Studiul asupra defocalizării oglinzii cilindro-parabolice 3

MECANICA

R. Voinea, Mariana Frăţilă
Contribuţii la studiul vibraţiilor aleatoare ale automobilelor 11

MECANICĂ FINĂ

Tr. Demian, N. Alexandrescu
Fiabilitatea elementelor logice din sistemul „SEFRO" 21

MOTOARE CU ARDERE INTERNĂ

B. Grünwald
Unele probleme ale proiectării de concepţie a motoarelor diesel 27

D. Taraza
Mathematical Possibilities to Express Droplet-size Distributions Along a Liquid Spray. 43

ORGANE DE MAŞINI

M. Raşeev
Relaţie de calcul al suprafeţei active a flancurilor dinţilor evolventici ai unei roţi dinţate cilindrice 55

AVIAŢIE

A. Ashley, A. Petre
Fluturarea de încovoiere-răsucire la aripi drepte în domeniu incompresibil cu considerarea forţelor aerodinamice ca forţe urmăritoare 61

REZISTENŢA MATERIALELOR

Lucia Fetcu, I. Constantinescu
Calculul la încovoiere al grinzilor continui pe reazeme elastice lungi 75

TEHNOLOGIA CONSTRUCŢIEI DE MAŞINI

A. Vlase
Determinarea regimurilor de aşchiere la frezarea oţelului inoxidabil 22VNbMoC110 cu freza cilindro-frontală 83

V. Tache, C. Neagu
Cu privire la clasificarea dispozitivelor de lucru pentru maşini-unelte . . 89

MAŞINI-UNELTE ŞI SCULE

I. Gheghea, A. Ghionea
Influenţa distanţei între lagăre, a amplitudinii şi poziţiei forţei de antrenare asupra comportării dinamice a arborelui principal 93

C. I. Pană, I. Maşala
Contribuţii la teoria lanţurilor cinematice 101

BULETINUL INSTITUTULUI POLITEHNIC „GHEORGHE GHEORGHIU-DEJ"
BUCUREȘTI
SERIA MECANICĂ
Tomul XL — 1978, Numărul 4

MATEMATICĂ

C.Z.:535.313:513.5

STUDIUL ASUPRA DEFOCALIZĂRII OGLINZII CILINDRO-PARABOLICE

ELENA TĂNĂSESCU, AL. DĂNESCU, ȘT. PETRESCU *

În acest articol se definesc și se calculează parametrii geometrici ai oglinzii cilindro-parabolice și se evaluează lățimea benzii focale pentru oglinzi cu deschiderea de 1 m și unghiurile $u = 45°$ și respectiv $u = 60°$.

1. Definirea și determinarea parametrilor geometrici ai oglinzii cilindro-parabolice

Ecuația unei parabole cu axa de simetrie Ox și distanța focală f este :

$$y^2 = 4fx \tag{1}$$

Pentru a stabili legătura între distanța focală $f = OF$ și deschiderea oglinzii $AB = d = 2r$, scriem din triunghiul dreptunghic BMF (fig. 1) următoarea relație :

$$\operatorname{tg} u = \frac{BM}{FM} = \frac{r}{f - h} \tag{2}$$

unde :

$$f = \frac{2r(1 + \cos u)}{4 \sin u} = \frac{r}{2} \cdot \operatorname{ctg} \frac{u}{2} \tag{3}$$

și

$$h = \frac{f \sin u}{1 + \cos u} = \frac{r}{2} \operatorname{tg} \frac{u}{2} \tag{4}$$

Ecuația tangentei dusă într-un punct de coordonate (x_0, y_0) la parabola definită de ecuația (1) este :

$$y\, y_0 = 2f(x + x_0) \tag{5}$$

Manuscris predat redacției la data de 1 martie 1978.
* Lector Catedra matematici I.; Prof. dr. ing; Conf. dr. ing. Catedra de termotehnică.

Deci tangenta în punctul $B(h, r)$ va avea ecuația :

$$yr = 2\frac{r}{2}\operatorname{ctg}\frac{u}{2}\left(x + \frac{r}{2}\operatorname{tg}\frac{u}{2}\right)$$

sau :

$$y = x\operatorname{ctg}\frac{u}{2} + \frac{r}{2} \tag{6}$$

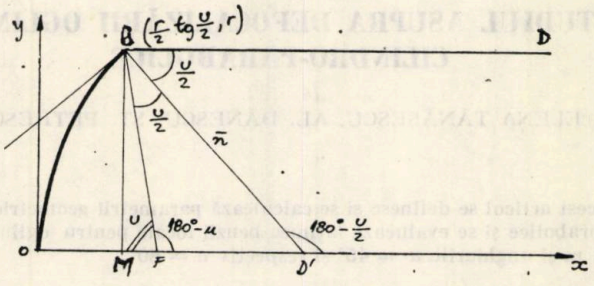


Fig. 1

Deci panta acestei drepte este egală cu $\operatorname{ctg}\frac{u}{2}$, iar panta normalei în acest punct la parabolă va fi :

$$m_n = -\operatorname{tg}\frac{u}{2} = \operatorname{tg}\left(180° - \frac{u}{2}\right) \tag{7}$$

Ecuația dreptei (BD), paralelă la axa Ox este $y = r$.

Să dovedim că această rază, paralelă la Ox este reflectată într-o direcție ce trece prin punctul $F(f, 0)$.

În figura (1), notînd unghiurile făcute de normală cu direcția incidentă și respectiv cu direcția pe care se reflectă cu $\frac{u}{2}$, rezultă că valoarea unghiului $BD'x$ este : $\left(180° - \frac{u}{2}\right)$ și deci unghiul BFM va avea mărimea egală cu u.

Panta dreptei reflectate va fi deci :

$$m_{BF} = \operatorname{tg}(180° - u) = -\operatorname{tg} u \tag{8}$$

iar ecuația dreptei (BF) :

$$y - r = -\operatorname{tg} u\left(x - \frac{r}{2}\operatorname{tg}\frac{u}{2}\right) \tag{9}$$

Intersecția acestei drepte cu dreapta $x = f$ conduce la relația:

$$y - r = -\operatorname{tg} u \left(\frac{r}{2} \operatorname{ctg} \frac{u}{2} - \frac{r}{2} \operatorname{tg} \frac{u}{2} \right) \tag{10}$$

sau:

$$y - r = -\frac{2 \operatorname{tg} \frac{u}{2}}{1 - \operatorname{tg}^2 \frac{u}{2}} \cdot \frac{r}{2} \frac{1 - \operatorname{tg}^2 \frac{u}{2}}{\operatorname{tg} \frac{u}{2}} \tag{11}$$

de unde se obține ordonata:

$$y - r = -r \text{ deci } y = 0 \tag{12}$$

ceea ce dovedește că paralela la axa Ox este reflectată pe o direcție ce trece prin punctul $F(f, 0)$, la traversarea axei Ox.

2. Evaluarea cantității Δf, lățimea benzii focale

Raza BD'' care face unghiul $\frac{\gamma}{2}$ cu paralela la OX are, panta $\operatorname{tg} \frac{\gamma}{2}$. Ea este reflectată în direcția BB_1'', care are panta:

$$m_{BB_1''} = \operatorname{tg} \left(180° - u - \frac{\gamma}{2} \right) = -\operatorname{tg} \left(u + \frac{\gamma}{2} \right) \tag{13}$$

Ecuația dreptei BB_1'' va fi:

$$y - r = -\operatorname{tg} \left(u + \frac{\gamma}{2} \right) \left(x - \frac{r}{2} \operatorname{tg} \frac{u}{2} \right) \tag{14}$$

Intersectînd această dreaptă cu $x = \frac{r}{2} \cdot \operatorname{ctg} \frac{u}{2}$, obținem:

$$y - r = -\frac{r}{2} \operatorname{tg} \left(u + \frac{\gamma}{2} \right) \left(\operatorname{ctg} \frac{u}{2} - \operatorname{tg} \frac{u}{2} \right) \tag{15}$$

sau:

$$y = r - \frac{r}{2} \operatorname{tg} \left(u + \frac{\gamma}{2} \right) \frac{1 - \operatorname{tg}^2 \frac{u}{2}}{\operatorname{tg} \frac{u}{2}} \tag{16}$$

Deci:

$$y_{B_1''} = r\left[1 - \operatorname{tg}\left(u + \frac{\gamma}{2}\right) \cdot \operatorname{ctg} u\right] < 0$$

Raționînd analog, se ajunge la concluzia că raza (BD') se reflectă în direcția (BB_1') care taie paralela $x = f$, în punctul de ordonată:

$$y_{B_1'} = r\left[1 - \operatorname{tg}\left(u - \frac{\gamma}{2}\right) \cdot \operatorname{ctg} u\right] > 0 \tag{17}$$

Segmentul $B_1'B_1''$ va avea mărimea:

$$y_{B_1'} - y_{B_1''} = r\left[\operatorname{tg}\left(u + \frac{\gamma}{2}\right) - \operatorname{tg}\left(u - \frac{\gamma}{2}\right)\right] \cdot \operatorname{ctg} u \tag{18}$$

De ci:

$$B_1' B_1'' = r \operatorname{ctg} u \frac{\sin \gamma}{\cos\left(u + \frac{\gamma}{2}\right) \cdot \cos\left(u - \frac{\gamma}{2}\right)}$$

Această mărime o notăm cu Δf și o numim lățimea benzii focale. Vom considera simetrica razei BD, adică raza EA (fig. 2), ea se va reflecta într-o direcție care trece prin punctul $F(f, 0)$ la traversarea axei

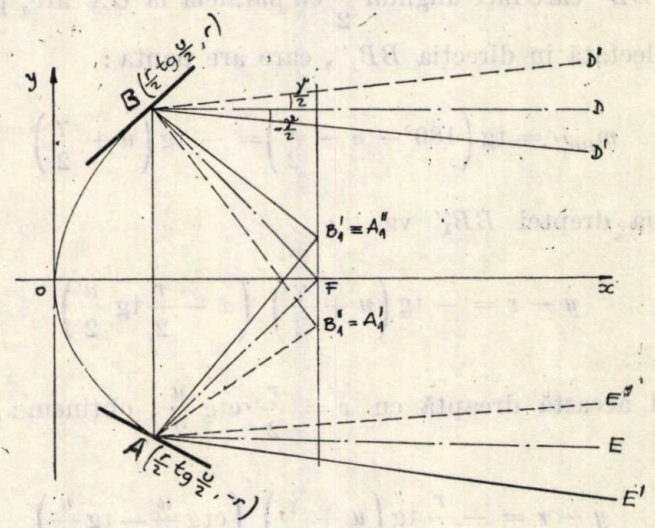


Fig. 2

Ox. Panta direcției AF pe care se reflectă raza AE este egală cu $\operatorname{tg} u$, datorită simetriei figurii, iar ecuația ei este:

$$y + r = \operatorname{tg} u\left(x - \frac{r}{2} \operatorname{tg} \frac{u}{2}\right) \tag{19}$$

care intersectată cu $x = \frac{r}{2} \cdot \operatorname{ctg} \frac{u}{2}$, conduce la:

$$y = -r + \operatorname{tg} u \left(\operatorname{ctg} \frac{u}{2} - \operatorname{tg} \frac{u}{2} \right) \frac{r}{2} = 0 \tag{20}$$

Raza AE'', înclinată faţă de Ox cu unghiul $\frac{\gamma}{2}$, este reflectată după direcţia A_1A_1' de ecuaţia:

$$y + r = \operatorname{tg} \left(u - \frac{\gamma}{2} \right) \left(x - \frac{r}{2} \operatorname{tg} \frac{u}{2} \right) \tag{21}$$

care intersectată cu dreapta $x = f$ dă punctul de ordonată:

$$y_{A_1'} = -r + r \operatorname{tg} \left(u - \frac{\gamma}{2} \right) \cdot \operatorname{ctg} u = -y_{B_1'} < 0 \tag{22}$$

Analog raza AE' care face cu sensul pozitiv al axei Ox un unghi egal cu $\left(-\frac{\gamma}{2} \right)$ este reflectată în direcţia AA_1'' de ecuaţie:

$$y + r = \operatorname{tg} \left(u + \frac{\gamma}{2} \right) \left(x - \frac{r}{2} \operatorname{tg} \frac{u}{2} \right) \tag{23}$$

care intersectată dreapta $x = f$ în punctul de ordonată:

$$y_{A_1''} = -r + r \operatorname{tg} \left(u + \frac{\gamma}{2} \right) \cdot \operatorname{ctg} u = -y_{B_1''} > 0 \tag{24}$$

Deci, lăţimea benzii focale generată de partea superioară a oglinzii coincide cu cea generată de partea inferioară a oglinzii.

3. Cazul oglinzii defocalizate

În continuare, vom studia cazul oglinzii defocalizate.

Generalizînd, dacă considerăm o rază care face unghiul $\left(\frac{\gamma}{2} + \alpha \right)$ cu axa Ox, atunci ordonata punctului de intersecţie a direcţiei pe care este reflectată cu dreapta $x = f$ (fig. 3) va fi dată de relaţia:

$$B'F = y_1 = r \left[1 - \operatorname{tg} \left(u + \frac{\gamma}{2} + \alpha \right) \cdot \operatorname{ctg} u \right] < 0 \tag{25}$$

şi respectiv, pentru raza care face unghiul $\left(-\frac{\gamma}{2}+\alpha\right)$ cu sensul pozitiv al axei Ox, se obţine pentru ordonata punctului de intersecţie a direcţiei pe care este reflectată cu dreapta $x = f$, valoarea :

$$A'F = y_2 = r\left[1 - \operatorname{tg}\left(u - \frac{\gamma}{2} + \alpha\right)\cdot \operatorname{ctg} u\right] < 0, \tag{26}$$

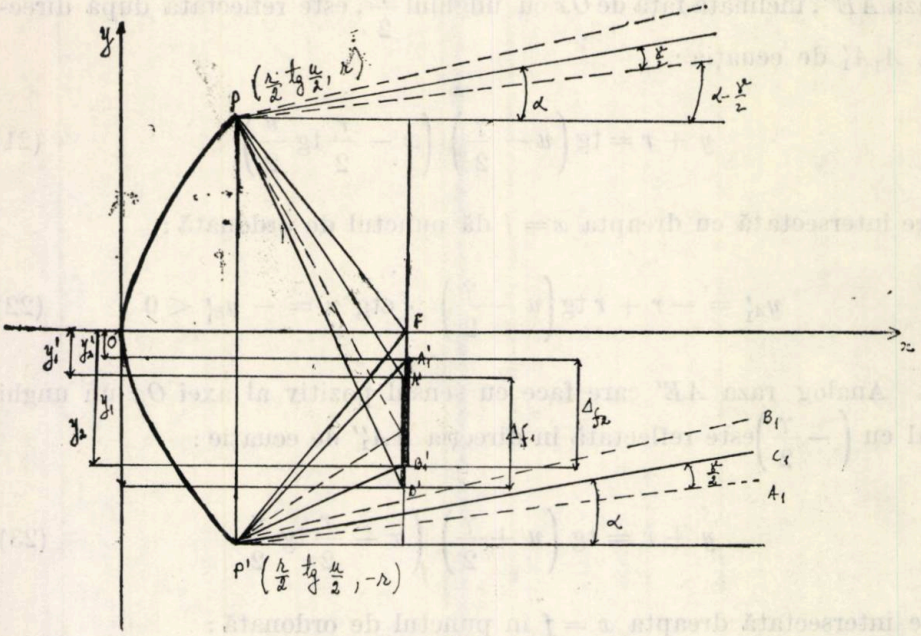


Fig. 3

Deci diferenţa, acestor ordonate pe care o notăm cu Δf_1 şi care reprezintă lăţimea benzii focale pentru oglinda defocalizată cu unghiul α va fi dată de expresia :

$$\Delta f_1 = |y_1 - y_2| = r \operatorname{ctg} u \frac{\sin\gamma}{\cos\left(u + \frac{\gamma}{2} + \alpha\right)\cdot\cos\left(u - \frac{\gamma}{2} + \alpha\right)} \tag{27}$$

Raţionînd analog pentru fasciculul de raze situat sub axa Ox, vom obţine următoarele :

$$y_1' = -r\left[1 - \operatorname{tg}\left(u - \alpha - \frac{\gamma}{2}\right)\cdot \operatorname{ctg} u\right] \tag{28}$$

care este ordonata punctului B_1' ce constituie intersecţia cu dreapta $x = f$, a direcţiei pe care se reflectă raza $P'B_1$ şi respectiv :

$$y_2' = -r\left[1 - \operatorname{tg}\left(u - \alpha + \frac{\gamma}{2}\right)\cdot \operatorname{ctg} u\right] \tag{29}$$

ordonata punctului A_1' ce constituie intersecția cu dreapta $x = f$ a direcției pe care se reflectă raza $P'A_1$.

Evaluînd și pentru acest fascicul lățimea benzii focale pe care o vom nota cu Δf_2, obținem :

$$\Delta f_2 = |y_1' - y_2'| = r \operatorname{ctg} u \frac{\sin \gamma}{\cos\left(u - \alpha - \frac{\gamma}{2}\right) \cdot \cos\left(u - \alpha + \frac{\gamma}{2}\right)} \quad (30)$$

Observație : Pentru orice valoare a unghiului $\alpha > \frac{\gamma}{2}$ y_2 și y_2' sînt negative, iar pentru $\alpha < \frac{\gamma}{2}$, aceste mărimi sînt pozitive, în timp ce y_1' și y_1 sînt negative pentru orice valoare a unghiului α.

În sfîrșit, ultima mărime pe care o evaluăm ca funcție de unghiul α este :

$$y_1 - \frac{\Delta f_1}{2}$$

Pentru o parabolă bine determinată, adică în care se cunoaște unghiul u (sau respectiv distanța focală f) și deschiderea oglinzii $d = 2r$, se pot evalua aceste mărimi dependente de unghiul α.

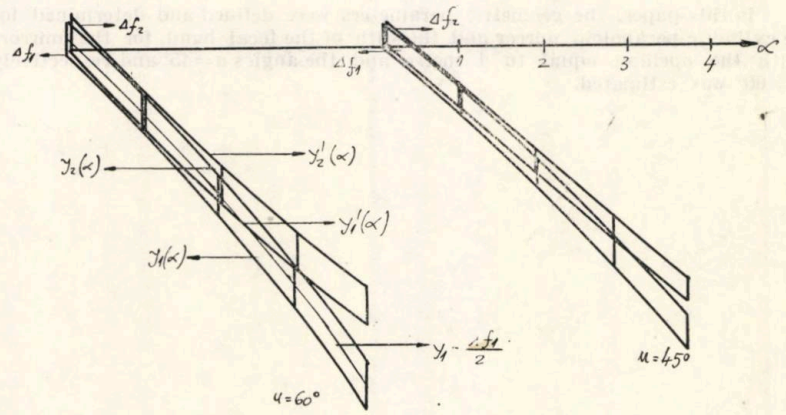


Fig. 4

În tabelul (1) și respectiv graficul din fig. (4) am dat valorile acestor cantități : y_1, y_2, y_1', y_2', Δf_1, Δf_2, $y_1 - \frac{\Delta f_1}{2}$ pentru două parabole cu deschiderea egală cu 1 m și unghiurile $u = 60°$ și respectiv $u = 45°$.

Tabelul 1

α	y_1		y_2	
	$\mu = 60°$	$\mu = 45°$	$\mu = 60°$	$\mu = 45°$
$\alpha = 0°$	−0,00508	−0,00391	0,00500	0,00440
$\alpha = 1°$	−0,02617	−0,02231	−0,01546	−0,01476
$\alpha = 2°$	−0,04867	−0,04090	−0,03724	−0,03151
$\alpha = 3°$	−0,07271	−0,06010	−0,06049	−0,5046
$\alpha = 4°$	−0,09848	−0,08029	−0,08537	−0,07014
	y_1'		y_2'	
$\alpha = 0°$	−0,00500	−0,00440	0,00508	0,00391
$\alpha = 1°$	−0,02428	−0,02155	−0,01479	0,01292
$\alpha = 2°$	−0,04249	−0,03781	0,03351	−0,02965
$\alpha = 3°$	−0,05971	−0,05373	−0,05121	−0,04583
$\alpha = 4°$	−0,07603	−0,06917	−0,06797	−0,06151

	$u = 60°$	
	Δf_1	Δf_2	$y_1 - \frac{\Delta f_1}{2}$
$\alpha = 0°$	0,01008	0,01008	0,00004
$\alpha = 1°$	0,01071	0,00949	0,02082
$\alpha = 2°$	0,01143	0,00898	0,04295
$\alpha = 3°$	0,01222	0,00850	0,06660
$\alpha = 4°$	0,01311	0,00806	0,0919

Study on the Cylindric-paraboloid Mirror.

In this paper, the geometric parameters were defined and determined for the cylindric-paraboloid mirror and the with of the focal band, for the mirrors width the opening equal to 1 metre and the angles $u=45°$ and respectively $u = 60°$ was estimated.

BULETINUL INSTITUTULUI POLITEHNIC „GHEORGHE GHEORGHIU-DEJ"
BUCUREȘTI
SERIA MECANICĂ
Tomul XL — 1978, Numărul 4

MECANICĂ

C.Z. :621.914/.917

CONTRIBUȚII LA STUDIUL VIBRAȚIILOR ALEATOARE ALE AUTOMOBILELOR

R. VOINEA, MARIANA FRĂȚILĂ *

Lucrarea studiază vibrațiile aleatoare ale automobilelor utilizînd calculatorul numeric electronic. Exemplificarea este făcută pentru un autobuz cu 41 locuri, care se deplasează rectiliniu și uniform pe un drum asfaltat, cu diferite viteze de circulație și diferite stări de încărcare. Este calculată valoarea medie pătratică a accelerației verticale în gamele de frecvență și în punctele indicate de STAS.

1. Ecuațiile lui Lagrange scrise în planul complex

Pentru studiu este ales un model matematic cu 14 grade de libertate, care ține seama de nesimetriile din sistem [5]. Parametrii adoptați în studiu sînt :

— pentru persoanele de mase $m_{01} \div m_{05}$ se aleg coordonatele $q_1 \div q_5$. (Persoanele se consideră așezate pe următoarele scaune : în dreptul punții față, șofer, în dreptul punții spate, în dreptul centrului de greutate al autobuzului și la 20 cm de peretele din spate al autobuzului) ;

— pentru masa suspendată M, considerată ca un rigid în spațiu, se neglijează translația de-a lungul axei Ox longitudinală de simetrie a autobuzului și se iau în considerație 5 coordonate $q_6 \div q_{10}$ ce caracterizează 2 translații și 3 rotații. (Axele x, y, z, la care se raportează mișcarea trec prin centrul de greutate al autobuzului) ;

— pentru masele nesuspendate față și spate (m_1, m_2) se iau în considerație 4 coordonate ($q_{11} \div q_{14}$) ce caracterizează mișcarea celor 4 roți.

Scaunul conducătorului auto are rigiditatea k_6 și constanta de amortizare c_6, avînd o construcție deosebită de scaunele celorlalte persoane (k_5, c_5), astfel încît să asigure șoferului confort îmbunătățit.

În cazul acestui model, energia cinetică E și funcția disipativă R sînt forme pătratice cu coeficienți constanți în $\dot{q}_k$, iar funcția de forță U este formă pătratică cu coeficienți constanți în q_k. Dacă se notează cu $f_k(t)$ forțele generalizate perturbatoare datorită neregularităților drumului și ținînd seama că $\dfrac{\partial E}{\partial q_k} = 0$, ecuațiile lui Lagrange devin :

$$\frac{d}{dt}\left(\frac{\partial E}{\partial \dot{q}_k}\right) = \frac{\partial U}{\partial q_k} + \frac{\partial R}{\partial \dot{q}_k} + f_k(t), \quad k = 1, 2, \ldots, h. \tag{1}$$

Manuscris predat redacției la data de 23 mai 1978.
* Academician; Șef lucrări dr. ing. Catedra mecanică.

Utilizînd variabilele complexe $z_k = q_k + iy_k = r_k e^{i(\omega t - \varphi)}$ și considerînd $f_k(t)$ de forma $f_{k0}\cos(\omega t - \varphi)$, rezultă ecuațiile lui Lagrange, în planul complex :

$$\sum_{i=1}^{h} Z_{ik} \cdot z_i = f_{k0} e^{i(\omega t - \varphi)}, \quad k = 1, 2, \ldots, h. \tag{2}$$

Pentru autobuzul studiat, avînd suspensie independentă cu braț transversal pe puntea față și suspensie rigidă pe puntea spate (fig. 1),

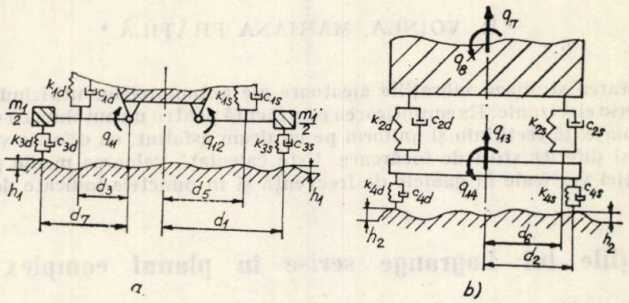


Fig. 1. Parametrii ce caracterizează mișcarea maselor nesuspendate pentru autobuzul analizat :
a — puntea față ; b — puntea spate.

scriind ecuațiile lui Lagrange în planul complex (2) și împărțindu-le cu amplitudinea denivelărilor drumului rezultă :

$$\begin{aligned}
&1)\ Z_{1,1}z_1 + Z_{1,6}z_6 + Z_{1,8}z_8 = 0\ ;\\
&2)\ Z_{2,2}z_2 + Z_{2,6}z_6 + Z_{2,7}z_7 + Z_{2,8}z_8 = 0\ ;\\
&3)\ Z_{3,3}z_3 + Z_{3,7}z_7 + Z_{3,8}z_8 = 0\ ;\\
&4)\ Z_{4,4}z_4 + Z_{4,6}z_6 + Z_{4,7}z_7 + Z_{4,8}z_8 = 0\ ;\\
&5)\ Z_{5,5}z_5 + Z_{5,6}z_6 + Z_{5,7}z_7 + Z_{5,8}z_8 = 0\ ;\\
&6)\ Z_{6,1}z_1 + Z_{6,2}z_2 + Z_{6,4}z_4 + Z_{6,5}z_5 + Z_{6,6}z_6 + Z_{6,7}z_7 + Z_{6,8}z_8 +\\
&\quad + Z_{6,11}z_{11} + Z_{6,12}z_{12} = F_6\ ;\\
&7)\ Z_{7,2}z_2 + Z_{7,3}z_3 + Z_{7,4}z_4 + Z_{7,5}z_5 + Z_{7,6}z_6 + Z_{7,7}z_7 + Z_{7,8}z_8 +\\
&\quad + Z_{7,13}z_{13} + Z_{7,14}z_{14} = 0\ ;\\
&8)\ Z_{8,1}z_1 + Z_{8,2}z_2 + Z_{8,3}z_3 + Z_{8,4}z_4 + Z_{8,5}z_5 + Z_{8,6}z_6 + Z_{8,7}z_7 +\\
&\quad + Z_{8,8}z_8 + Z_{8,11}z_{11} + Z_{8,12}z_{12} + Z_{8,13}z_{13} + Z_{8,14}z_{14} = F_8\ ;\\
&9)\ Z_{9,9}z_9 + Z_{9,10}z_{10} = 0\ ;\\
&10)\ Z_{10,9}z_9 + Z_{10,10}z_{10} = 0\ ;\\
&11)\ Z_{11,6}z_6 + Z_{11,8}z_8 + Z_{11,11}z_{11} = F_{11}\ ;\\
&12)\ Z_{12,6}z_6 + Z_{12,8}z_8 + Z_{12,12}z_{12} = F_{12}\ ;\\
&13)\ Z_{13,7}z_7 + Z_{13,8}z_8 + Z_{13,13}z_{13} + Z_{13,14}z_{14} = F_{13}\ ;\\
&14)\ Z_{14,7}z_7 + Z_{14,8}z_8 + Z_{14,13}z_{13} + Z_{14,14}z_{14} = F_{14}.
\end{aligned} \tag{3}$$

Sub formă matriceală, sistemul de ecuații (3) poate fi scris astfel :

$$[Z] \cdot \{z\} = \{F\} \tag{4}$$

unde $[Z] = -\omega^2[M] + i\omega[c] + [k]$ este matricea simetrică a impedanțelor mecanice complexe; $\{z\}$ și $\{F\}$ sînt matricele coloană ale deplasărilor complexe, raportate la amplitudinea denivelărilor, respectiv ale forțelor complexe raportate la amplitudinea denivelărilor.

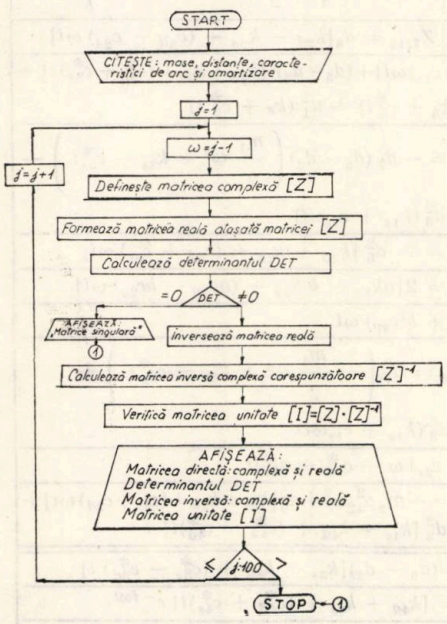
Valorile diferite de zero ale impedanțelor mecanice complexe și ale forțelor perturbatoare complexe raportate la amplitudinea denivelărilor sînt redate în tabelul 1.

2. Rezolvarea sistemului de ecuații algebrice complexe pe calculatorul numeric electronic

Rezolvarea sistemului de ecuații (4) s-a făcut prin inversarea matricei impedanțelor, folosind metoda Gauss-Jordan și apoi efectuînd produsul matricei inverse $[Z]^{-1}$ cu matricea coloană $\{F\}$. Acest mod de lucru permite și o estimare a gradului de precizie al calculului prin verificarea matricei unitate $[I]$.

Pentru calcule cu numere complexe dubla precizie se poate aloca numai întregului program, putînd depăși memoria calculatorului în cazul unui număr mare de ecuații. Pentru a economisi memorie, matricea complexă a fost trecută în real și aceasta din urmă inversată în dublă precizie (apoi restul programului a fost continuat în simplă precizie). Schematic, relația de legătură între o matrice complexă și cea reală asociată ei se poate exprima astfel:

$$[Z^R + iZ^J] \Rightarrow \left[\begin{array}{c|c} Z^R & -Z^J \\ \hline Z^J & Z^R \end{array}\right] \Rightarrow \left[\begin{array}{c|c} Z^R & Z^J \\ \hline -Z^J & Z^R \end{array}\right] \tag{5}$$



Organigrama programului de calcul, elaborat pentru inversarea matricei $[Z]$ și verificarea matricei unitate, este redată în fig. 2 (programul a fost rulat pe calculatorul numeric FELIX C 256).

Rezolvînd sistemul de ecuații algebrice complexe (4), rezultă valorile din matricea $\{z\}$. Corespunzător acestor valori, se pot calcula accelerațiile complexe raportate la amplitudinea denivelărilor cuprinse în matricea $\{A(\omega)\}$.

$$\{A(\omega)\} = -\omega^2 \cdot \{z\} \text{ iar în modul}$$

$$\{|A(\omega)|\} = \omega^2 \cdot \{|z|\} \tag{6}$$

Fig. 2. Organigrama programului pentru inversarea matricei [Z] și verificarea matricei unitate [I].

Tabelul 1

Valori diferite de zero ale termenilor din matricele $[Z]$ și $\{F\}$ pentru autobuzul analizat

$Z_{1,1} = -m_{01}\omega^2 + k_5 + c_5^* i$	$Z_{2,2} = -m_{02}\omega^2 + k_6 + c_6^* i$	$Z_{3,3} = -m_{03}\omega^2 + k_5 + c_5^* i$
$Z_{4,4} = -m_{04}\omega^2 + k_5 + c_5^* i$	$Z_{5,5} = -m_{05}\omega^2 + k_5 + c_5^* i$	$Z_{1,6} = Z_{3,7} = -k_5 - c_5^* i$
$Z_{1,8} = Z_{3,8} = -Z_{4,8} = u_1(k_5 + c_5^* i)$	$Z_{2,6} = \frac{1}{L}(b + e_1)(-k_6 - c_6^* i)$	$Z_{2,7} = \frac{1}{L}(a - e_1)(-k_6 - c_6^* i)$
$Z_{2,8} = -u_1(k_6 + c_6^* i)$	$Z_{4,6} = \frac{b}{L}(-k_5 - c_5^* i)$	$Z_{4,7} = \frac{a}{L}(-k_5 - c_5^* i)$
$Z_{5,6} = \frac{1}{L}(b - e_2)(-k_5 - c_5^* i)$	$Z_{5,7} = \frac{1}{L}(a + e_2)(-k_5 - c_5^* i)$	$Z_{5,8} = -u_2(k_5 + c_5^* i)$

$$Z_{6,6} = -(M_1 + m_1)\omega^2 + k_{3d} + k_{3s} + (c_{3d}^* + c_{3s}^*) i + \frac{1}{L^2}[L^2 + b^2 + (b - e_2)^2](k_5 + c_5^* i) + \frac{1}{L^2}(b + e_1)^2(k_6 + c_6^* i)$$

$$Z_{6,7} = -M_3\omega^2 + \frac{1}{L^2}[ab + (b - e_2)(a + e_2)](k_5 + c_5^* i) + \frac{1}{L^2}(b + e_1)(k_6 + c_6^* i)\ (a - e_1)$$

$$Z_{6,8} = (d_5 - d_3)[k_{3s} - k_{3d} + (c_{3s}^* - c_{3d}^*) i] + \frac{1}{L}[-u_1 L + bu_1 + (b - e_2)u_2](k_5 + c_5^* i) + \frac{1}{L}u_1(b + e_1)(k_6 + c_6^* i)$$

$$Z_{7,7} = -M_2\omega^2 + k_{2d} + k_{2s} + (c_{2d} + c_{2s})\omega i + \frac{1}{L^2}[L^2 + a^2 + (a + e_2)^2](k_5 + c_5^* i) + \frac{1}{L^2}(a - e_1)^2(k_6 + c_6^* i)$$

$$Z_{7,8} = d_6[k_{2s} - k_{2d} + (c_{2s} - c_{2d})\omega i] + \frac{1}{L}[-u_1 L + au_1 + (a + e_2)u_2](k_5 + c_5^* i) + \frac{1}{L}u_1(a - e_1)(k_6 + c_6^* i)$$

$Z_{6,11} = d_7\left(-\frac{m_1}{2}\omega^2 + k_{3d} + c_{3d}^* i\right)$	$Z_{6,12} = d_7\left(-\frac{m_1}{2}\omega^2 + k_{3s} + c_{3s}^* i\right)$
$Z_{7,13} = -(k_{2d} + k_{2s}) - (c_{2d} + c_{2s})\omega i$	$Z_{7,14} = d_6[k_{2d} - k_{2s} + (c_{2d} - c_{2s})\omega i]$

$$Z_{8,8} = -[M\rho_x^2 + m_1(d_5 - d_3)^2]\omega^2 + d_3^2[k_{1d} + k_{1s} + (c_{1d} + c_{1s})\omega i] + (d_5 - d_3)^2[k_{3d} + k_{3s} + (c_{3d}^* + c_{3s}^*) i] + d_6^2[k_{2d} + k_{2s} + (c_{2d} + c_{2s})\omega i] + (3u_1^2 + u_2^2)(k_5 + c_5^* i) + u_1^2(k_6 + c_6^* i)$$

$Z_{8,11} = d_7(d_5 - d_3)\left(\frac{m_1}{2}\omega^2 - k_{3d} - c_{3d}^* i\right) + d_3^2(k_{1d} + c_{1d}\omega i)$	$Z_{8,12} = -d_7(d_5 - d_3)\left(\frac{m_1}{2}\omega^2 - k_{3s} - c_{3s}^* i\right) - d_3^2(k_{1s} + c_{1s}\omega i)$
$Z_{8,13} = d_6[k_{2d} - k_{2s} + (c_{2d} - c_{2s})\omega i]$	$Z_{8,14} = -d_6^2[k_{2d} + k_{2s} + (c_{2d} + c_{2s})\omega i]$
$Z_{9,9} = -M_{tot}\omega^2 + 2[k_{1y} + k_{2y} + (c_{1y} + c_{2y})\omega i]$	$Z_{9,10} = 2[ak_{1y} - bk_{2y} + (ac_{1y} - bc_{2y})\omega i]$
$Z_{10,10} = -M_{tot}\rho_z^2\omega^2 + 2(a^2k_{1y} + b^2k_{2y}) + 2(a^2c_{1y} + b^2c_{2y})\omega i$	
$Z_{11,11} = d_7^2\left(-\frac{m_1}{2}\omega^2 + k_{3d} + c_{3d}^* i\right) + d_3^2(k_{1d} + c_{1d}\omega i)$	$Z_{12,12} = d_7^2\left(-\frac{m_1}{2}\omega^2 + k_{3s} + c_{3s}^* i\right) + d_3^2(k_{1s} + c_{1s}\omega i)$
$Z_{13,13} = -m_2\omega^2 + k_{2d} + k_{2s} + k_{4d} + k_{4s} + [(c_{2d} + c_{2s})\omega + c_{4d}^* + c_{4s}^*]i$	
$Z_{13,14} = d_6[k_{2s} - k_{2d} + (c_{2s} - c_{2d})\omega i] + d_2[k_{4s} - k_{4d} + (c_{4s}^* - c_{4d}^*) i]$	$Z_{14,14} = -m_2\rho_{x2}^2\omega^2 + d_6^2[k_{2s} + k_{2d} + (c_{2s} + c_{2d})\omega i] + d_2^2[k_{4s} + k_{4d} + (c_{4s}^* + c_{4d}^*) i]$

$F_6 = k_{3d} + k_{3s} + (c_{3d}^* + c_{3s}^*) i$	$F_8 = (d_5 - d_3)[k_{3s} - k_{3d} + (c_{3s}^* - c_{3d}^*) i]$
$F_{11} = d_7(k_{3d} + c_{3d}^* i)$	$F_{13} = [k_{4d} + k_{4s} + (c_{4d}^* + c_{4s}^*) i]\, e^{-i\omega t_0}$
$F_{12} = d_7(k_{3s} + c_{3s}^* i)$	$F_{14} = d_2[k_{4s} - k_{4d} + (c_{4s}^* - c_{4d}^*) i]\, e^{-i\omega t_0}$

Relațiile matriceale (6) permit calculul funcțiilor de răspuns în frecvență a sistemului $|A(\omega)|$ pentru diferite puncte ale autobuzului, corespunzătoare coordonatelor $q_1 - q_{14}$ alese.

3. Calculul densității spectrale de putere a neregularităților drumului $S_h(\omega)$, cu ajutorul calculatorului numeric

Reprezentarea matematică a drumurilor prin funcții aleatoare reflectă mai corect proprietățile lor reale. Funcția care descrie denivelările drumului poate fi considerată o funcție aleatoare, staționară și ergodică, cu media nulă.

Pentru densitatea spectrală de putere a drumului, cu bandă limitată, literatura de specialitate propune o funcție generală (care să înglobeze toate tipurile de drum), de forma:

$$S_h(\omega) = \begin{cases} \dfrac{2\sigma_h^2}{\pi}\left\{\mathcal{A}_1 \dfrac{\alpha_1 v}{\omega^2+\alpha_1^2 v^2} + \mathcal{A}_2 \dfrac{\alpha_2 v\,[\omega^2+(\alpha_2^2+\beta_2^2)\,v^2]}{[\omega^2+(\alpha_2^2-\beta_2^2)\,v^2]^2+4\alpha_2^2\beta_2^2 v^4}\right\} & \text{pentru } \omega \ll \omega_1 \\ 0 \quad \ldots\ldots\ldots\ldots\ldots\ldots & \text{pentru } \omega > \omega_1 \end{cases} \tag{7}$$

iar $\mathcal{A}_1 + \mathcal{A}_2 = 1$.

Coeficienții $\mathcal{A}_1, \mathcal{A}_2, \alpha_1, \alpha_2, \beta_2, \sigma_h$ sînt niște constante [2], [4] determinate pentru fiecare drum prin prelucrarea cu ajutorul metodelor statisticii matematice a informațiilor de drum. Pentru un anumit tip de drum, în funcție de starea lui, literatura de specialitate recomandă pentru constanta σ_h un domeniu de variație între o valoare minimă și una maximă.

Lățimea benzii spectrale, stabilită experimental, este limitată de valoarea $\omega_1 = 100\ [s^{-1}]$. Peste această valoare, densitatea spectrală este ~ 0.

Organigrama programului alcătuit pentru determinarea densității spectrale a drumului, parcurs de un autovehicul cu mișcare uniformă, la diferite viteze, este redată în fig. 3. Programul a fost rulat pe calculatorul numeric IBM 1130.

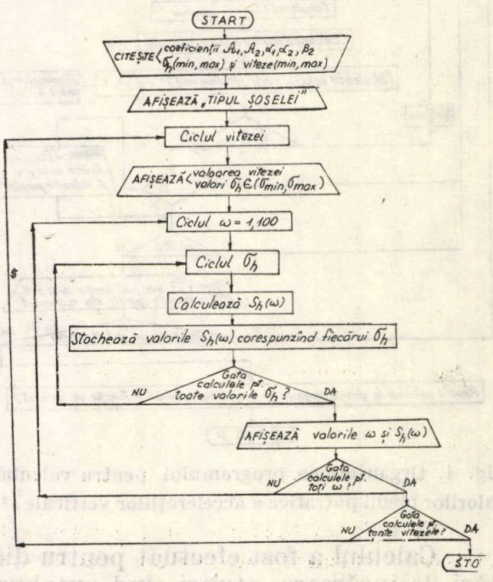


Fig. 3. Organigrama programului pentru calculul densității spectrale de putere a neregularităților drumului $S_h(\omega)$.

4. Calculul valorii medii pătratice a accelerației verticale $\ddot{z}^2$, cu ajutorul calculatorului numeric

Pentru procesele staționare și ergodice, în cazul unui sistem oscilant liniar se știe [1] că densitatea spectrală de putere a răspunsului $S_z(\omega)$ se calculează (cunoscînd densitatea spectrală de putere a excitației $S_h(\omega)$ și funcția de răspuns în frecvență a sistemului $|A(\omega)|$), astfel:

$$S_z(\omega) = |A(\omega)|^2 \cdot S_h(\omega). \tag{8}$$

Valoarea medie pătratică a accelerației [1] se obține prin planimetrarea ariei de sub curba $S_z(\omega)$.

$$\tilde{\ddot{z}}^2 = \int_0^\infty S_z(\omega) \cdot d\omega = \int_0^\infty |A(\omega)|^2 \cdot S_h(\omega) \cdot d\omega, \text{ iar } \sqrt{\tilde{\ddot{z}}^2} =$$

$$= \sqrt{\int_0^\infty |A(\omega)|^2 \cdot S_h(\omega) \cdot d\omega}. \tag{9}$$

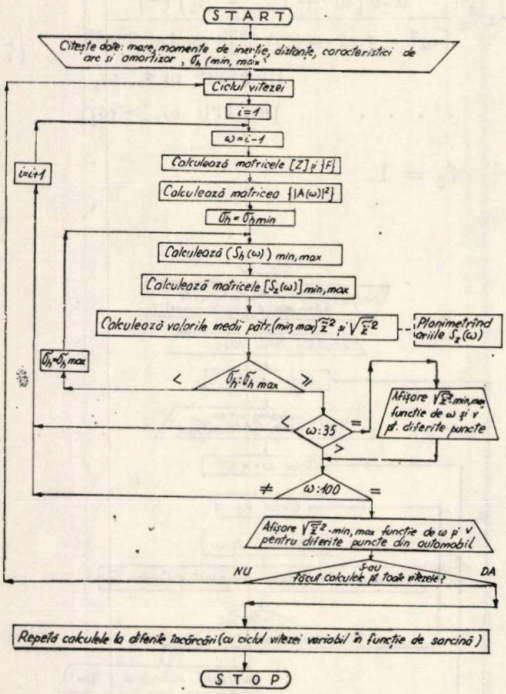


Fig. 4. Organigrama programului pentru calculul valorilor medii pătratice a accelerațiilor verticale $\tilde{\ddot{z}}^2$.

Organigrama generală a programului elaborat pentru calculul valorilor medii pătratice ale accelerațiilor verticale în diferite puncte, în gamele de frecvență standardizate (0 — 5,6 Hz și 0 — 22,4 Hz), este reprezentată în fig. 4. Programul a fost rulat pe calculatorul numeric FELIX C 256.

5. Rezultate numerice obținute pe calculator pentru valorile medii pătratice ale accelerației verticale

Aplicația numerică a fost făcută pentru un autobuz cu 41 locuri avînd următoarele caracteristici generale:

— raportul între masa suspendată și cea nesuspendată $\sim 4 \div 6$;

— coeficient de disipare a amortizării $\sim 0{,}29$;

— pulsația proprie $\sim 9 \div 10$ [s^{-1}].

Calculul a fost efectuat pentru diferite viteze de circulație și diferite stări de încărcare, atunci cînd autobuzul se deplasează cu mișcare rectilinie și uniformă pe un drum asfaltat. Sînt calculate valorile $\sqrt{\tilde{\ddot{z}}^2}$ în ga-

Tabelul 2

Valori calculate pentru $\sqrt{\ddot{z}^2}$ [m/s^2]. Domeniile de frecvență f =(0— 5,6 Hz/0 — 22,4 Hz)

Sarcina	V [km/h]	Scaun șofer	Scaun punte față	Scaun punte spate	Podea spate	Scaun centru de greutate
Autobuz gol	30	0,5846—1,0250	0,7575—1,3282	0,7377—1,2935	0,8330—1,4606	0,5954—1,0440
		0,8204—1,4385	0,7587—1,3304	0,7391—1,2959	0,8346—1,4634	0,5959—1,0449
	40	0,7509—1,3167	0,9574—1,6787	0,8532—1,4960	1,1346—1,9894	0,8050—1,4115
		1,0146—1,7791	0,9587—1,6810	0,8547—1,4987	1,1363—1,9924	0,8055—1,4124
	50	0,8582—1,5048	1,1158—1,9565	1,0203—1,7891	1,5466—2,7118	1,0073—1,7663
		1,1271—1,9762	1,1173—1,9590	1,0220—1,7919	1,5479—2,7142	1,0079—1,7672
Autobuz încărcat la sarcina nominală	30	0,5769—1,0250	0,6187—1,6859	0,6272—1,6092	0,7568—2,0624	0,4895—1,3340
		0,7772—1,4280	0,6194—1,6879	0,6280—1,6112	0,7576—2,0646	0,4898—1,3348
	40	0,6070—1,1039	0,7572—1,6955	0,7404—1,4624	1,0094—2,0936	0,6116—1,2079
		0,8075—1,5048	0,7580—1,6970	0,7413—1,6640	1,0103—2,0954	0,6119—1,2086
	50	0,7572—1,2029	0,8794—1,7368	0,8594—1,6973	1,2687—2,5058	0,6846—1,3520
		0,8577—1,6040	0,8802—1,7384	0,8603—1,6991	1,2695—2,5073	0,6849—1,3528
	60	0,8857—1,2593	1,0194—2,0133	1,0137—2,0021	1,5700—3,1008	0,7786—1,5378
		0,9860—1,9599	1,0203—2,0151	1,0146—2,0039	1,5709—3,1025	0,7790—1,5386
Autobuz încărcat la sarcina nominală + 10 pasageri	30	0,5472—1,4365	0,5851—1,5359	0,5957—1,5638	0,7315—1,9202	0,4719—1,2388
		0.6616—1.7368	9.5858—1.5376	0.5964—1.5655	0,7322—1,9220	0,4722—1,2395
	40	0,6007—1,5770	0,7110—1,8664	0,7024—1,8439	0,9601—2,5203	0,5648—1,4826
		0,7445—1,9544	0,7118—1,8684	0,7032—1,8458	0,9609—2,5223	0,5651—1,4834
	50	0,6073—1,1235	0,8236—1,5237	0,8108—1,4999	1,1945—2,2098	0,6282—1,1622
		0,7701—1,4247	0,8244—1,5251	0,8116—1,5014	1,1952—2,2111	0,6286—1,1628
	60	0,6052—1,1196	0,9554—1,7675	0,9555—1,7676	1,4759—2,7305	0,7135—1,3200
		0,8053—1,4898	0,9562—1,7691	0,9563—1,7692	1,4767—2,7319	0,7140—1,3207
Autobuz încărcat la sarcina nominală + 25 pasageri	20	0,3084—1,1566	0,4278—1,6044	0,4222—1,5831	0,5398—2,0244	0,3575—1,3405
		0,4131—1,5491	0,4283—1,6062	0,4227—1,5850	0,5404—2,0264	0,3577—1,3412
	30	0,5446—1,5114	0,5377—1,4921	0,5502—1,5268	0,6954—1,9298	0,4511—1,2518
		0,6376—1,7693	0,5382—1,4936	0,5508—1,5284	0,6960—1,9314	0,4513—1,2524
	40	0,5418—1,5035	0,6444—1,7882	0,6428—1,7837	0,8783—2,4373	0,4998—1,3869
		0,6686—1,8553	0,6450—1,7900	0,6434—1,7856	0,8790—2,4392	0,5001—1,3877

mele de frecvență și punctele de măsurare standardizate, și anume: scaun șofer, scaune plasate în dreptul celor două punți și în punctul măsurat la 20 cm de la peretele din spate al autobuzului (acest punct fiind situat pe podea). În plus, s-a mai calculat $\sqrt{\bar{z}^2}$ și pentru scaunul plasat în dreptul centrului de greutate al autobuzului.

Rezultatele obținute pe calculatorul numeric FELIX C 256, pentru autobuzul considerat, sînt prezentate în tabelul 2.

Concluzii

Din analiza rezultatelor numerice prezentate în tabelul 2 se pot trage următoarele concluzii:

— valorile medii pătratice ale accelerației cresc cu mărirea vitezei de circulație;

— creșterea încărcării duce la îmbunătățirea confortului;

— suspensia scaunelor îmbunătățește mult confortul, lucrul ce reiese din compararea valorilor medii pătratice ale accelerației pentru punctul de pe podea spate și cel de pe scaun punte spate;

— scaunul șoferului asigură vibrații mai mici decît cele ale pasagerilor.

La consfătuirea CAER din 1976, care a avut loc în țara noastră, s-a introdus, pentru aprecierea confortului autovehiculelor, un factor de percepție p (dedus experimental) avînd următoarea expresie:

$$p = \frac{180\sqrt{\bar{z}^2}}{\sqrt{100+f^2}}, \tag{10}$$

în care frecvența f se măsoară în Hz, iar $\sqrt{\bar{z}^2}$ în m/s^2.

Aplicînd relația (10), se observă că autobuzul studiat este confortabil, factorul de percepție avînd valoarea apropiată de $p = 30$ (recomandată pentru un confort foarte bun).

Programele de calcul prezentate în lucrare se pot aplica și altor tipuri de autovehicule. Pe baza acestor programe se poate stabili dialogul cercetător-calculator. Astfel, cercetătorul poate interoga calculatorul și primi răspunsul acestuia într-o serie de probleme importante, ca de exemplu:

— Ce influență are starea drumului și viteza de circulație a automobilului asupra confortului?

— Ce parametri de confort oferă un autovehicul, avînd o stare de încărcare cunoscută, deplasîndu-se rectiliniu și uniform pe o anumită categorie de drum, cu o anumită viteză?

— Cu ce precizie efectuează calculatorul calculele impuse?

Acestea sînt numai o parte din subiectele de conversație cu calculatorul, pe baza programelor prezentate, în scopul construirii unor automobile confortabile și competitive.

NOTAȚII:

a, b — distanțele de la centrul de greutate al autobuzului la cele două punți;

L — ampatamentul autobuzului;

ρ_x și ρ_y — raze de inerție ale masei suspendate în raport cu axele x și y trecînd prin centrul ei de greutate;

ρ_z — raza de inerție a autobuzului în raport cu axa verticală trecînd prin centrul său de greutate;

ρ_{x_2} — raza de inerție a punții spate în raport cu axa ce trece prin centrul ei de greutate și este paralelă cu axa Ox longitudinală, de simetrie a autobuzului;

M_{tot} — masa totală a autobuzului;

$$M_1 = \frac{M}{L^2}(b^2 + \rho_y^2); \qquad M_2 = \frac{M}{L^2}(a^2 + \rho_y^2); \qquad M_3 = \frac{M}{L^2}(ab - \rho_y^2);$$

$t_0 = \frac{L}{v}$ — reprezintă întîrzierea cu care puntea spate ajunge pe neregularitatea peste care a trecut puntea din față, automobilul fiind în mișcare rectilinie și uniformă cu viteza v;

ω — pulsația forței perturbatoare;

c^* este constanta de amortizare pentru elemente din cauciuc și material plastic ($c^* = c\omega$).

Indicii utilizați pentru constantele de arc și de amortizare:

Indicii 1 și 2 atașați elementelor de arc și amortizor se referă la suspensia față, respectiv spate.

Indicii 3 și 4 se referă la rigiditatea și amortizarea introduse de pneul față, respectiv spate.

Indicii 5 și 6 caracterizează rigiditatea și amortizarea pentru scaunul pasagerului, respectiv pentru scaunul șoferului.

Indicii d, s se referă la elementele (de arc și amortizare) montate pe partea dreaptă, respectiv stîngă, privind în sensul de mers al autovehiculului.

Indicele y caracterizează rigiditatea și amortizarea pe direcția transversală Oy.

BIBLIOGRAFIE

1. *Bendat, J., Piersol, A.*, Izmerenie i analiz sluciainih proțesov. Moscova, 1971 — traducere din limba engleză.
2. *Dincă, Fl., Teodosiu, C.*, Vibrații neliniare și aleatoare. Ed. Academiei R.S.R., București, 1969.
3. *Mitschke, M.*, Dynamic der Kraftfahrzeuge. Springer Verlag Berlin. Heidelberg. New York, 1972.
4. *Mejov, A. E.*, Modelirovanie sluciainih kolebanii avtomobilea s nelineinoi podveski. Avtomobilnaia promîșlennosti. nr. 2/1978.
5. *Voinea, R., Frățilă, M.*, Buletinul Inst. Pol. Buc., Seria Mecanică, tomul XL — 1978, Numărul 3.
6. * * * STAS R 6926/13—74. Autovehicule. Metode de încercare. Verificarea calității suspensiei.

Contributions to the Study of the Automobile Random Vibrations

The present paper deals with the automobile random oscillations, using the numerical computer. The worked-out programmes assure the calculation accuracy checking out, made by the computer.

The numerical exemple is carried for a 41 place bus, which moves rectilinium and uniformly on an asphalted paved road. The root mean square value of the vertical acceleration is calculated (in certain frequency ranges and in the measuring points required by our standard).

BULETINUL INSTITUTULUI POLITEHNIC „GHEORGHE GHEORGHIU-DEJ"
BUCUREȘTI
SERIA MECANICĂ
Tomul XL -- 1978, Numărul 4

MECANICĂ FINĂ

C.Z. :621.3.056.004

FIABILITATEA ELEMENTELOR LOGICE DIN SISTEMUL „SEFRO"

T. DEMIAN, N. ALEXANDRESCU *

În lucrare se determină fiabilitatea unui lot de elemente logice din sistemul de elemente fluide românesc. După o scurtă prezentare a caracteristicilor tehnice ale elementelor logice se prezintă standurile pe care s-au făcut experimentările, rezultatele experimentale și indicatorii de fiabilitate obținuți pe calculator.

Introducere

Sistemul de elemente logice fluide „SEFRO" conceput și realizat integral la noi în țară, asimilat și aflat în producție de serie la TCMRIC-Ploiești, reprezintă un sistem de elemente logice de comandă bazat pe principiul funcțional al compensării forțelor și are specific în funcționare fenomenul de comutație. Elementele logice de bază : elementul logic universal (ELU) și elementul logic „SAU" (ELS) realizează fenomenul de comutație prin intermediul unui echipaj mobil cu dublă membrană la ELU și cu membrană flotoare la ELS. Mediul de lucru și agent purtător de informație fiind aerul comprimat, elementele logice din sistemul SEFRO reprezintă o categorie de elemente cu largi posibilități de utilizare în automatizarea celor mai diverse procese industriale din toate domeniile producției materiale. Utilizate în special la nivelul blocului de comandă al unui proces, instalație, utilaj sau aparat a căror evoluție este automată, realizează comanda prin prelucrarea (rezonarea) discretă a informațiilor, realizînd avantaje deosebite în utilizarea tehnicii de comandă mixte ce utilizează ca funcții logice de bază funcțiile ; ȘI, SAU, NU. Reprezentînd o categorie de elemente fluide care rezolvă acțiunea de automatizare cu avantaje tehnico-materiale comparabile deocamdată cu a elementelor electrice de tipul contactelor și releelor și chiar a elementelor electronice clasice, preocupările pentru studiul și îmbunătățirea performanțelor lor reprezintă o activitate tehnico-științifică oportună.

Acțiunea de automatizare avînd drept scop final înlocuirea intervențiilor de orice gen ale operatorului uman, rezultă că studiul și deter-

Manuscris predat redacției la data de 12 ianuarie 1978.
* Prof. dr. doc. ing. ; Șef lucrări ing. Catedra mecanică fină.

minarea fiabilității acestor produse industriale prezintă o importanță deosebită pe linia ridicării calității lor.

În condițiile în care se automatizează procese și instalații din ce în ce mai complexe, prezintă importanță primordială asigurarea unei utilizări eficiente și cît mai complete a acestor elemente logice pe întreaga lor durată de viață. Astfel prin determinarea fiabilității se urmărește a se determina posibilitatea cu care elementele logice din sistemul „SEFRO" își îndeplinesc rolul funcțional, în condiții de exploatare date pe toată durata de viață.

În lucrare se prezintă determinarea fiabilității pe cale experimentală. Pentru aceasta experimentările de laborator au determinat statistic, „căderile" dintr-un lot de elemente logice supuse încercărilor pe un stand de probe unde solicitările lor au fost similare celor din exploatare.

1. Caracteristicile tehnice ale elementelor logice de bază din sistemul SEFRO

Conform filei de catalog aceste caracteristici sînt :

— presiunea aerului comprimat de alimentare : 1,4 bari
— suprapresiune admisă : 3,2 bari
— semnal logic : „1" — $p = 0{,}8 - 1{,}4$ bari ; „0" — $p = 0 - 0{,}2$ bari
— constanta de timp : $C_t = 1 \cdot 10^{-2}$ sec, respectiv 0,010 sec.
— frecvența maximă : $f_{max} = 80$ Hz
— debitul de aer la ieșire : 2 500 Nl/h, la presiune de alimentare de 1,4 bari
— consum de aer în regim permanent de comutație : 1 Nl/h, la presiune de alimentare de 1,4 bari și frecvența de lucru de 40 Hz.
— temperatură maximă de lucru : 80°C
— factorul piramidal (FAN AUT) : 10
— durata minimă de viață, număr de comutații : $n = 10^9$ cicluri
— impurități admise în agentul de lucru : $\leqslant 40$ μm (aer industrial).

2. Standul de experimentare

În faza de experimentare s-a urmărit a se realiza o solicitare în regim de frecvență de lucru dată a tuturor celor 50 de elemente logice. Există două posibilități de concepere a standului de experimentare :

— solicitare cu front de impulsuri cu alimentare paralelă — figura 1.
— solicitare cu front de impulsuri cu alimentare serie — figura 2.

După cum se constată generatorul de frecvență este realizat tot pe baza posibilităților funcționale ale elementelui logic universal. Deosebirea între cele două scheme de funcționare ale standului de probă constă în faptul că în timp ce primul face numai o solicitare de anduranță în regim de comutații, al doilea face o solicitare de anduranță în regim de comutații realizînd și condiția funcțională de obținere a celei mai complexe funcții logice — funcția logică „SI".

Totodată la prima schemă, căderea unui element din amonte nu opreşte solicitarea următoarelor elemente din aval, lucru ce se petrece invers la schema a doua.

Frecvenţa de solicitare este independentă de numărul de elemente supus testării şi egală cu cea a generatorului de frecvenţă la conexiunea paralelă şi dependentă de numărul de elemente la conexiunea serie unde frecvenţa de lucru este impusă de suma timpilor de răspuns a tuturor elementelor conectate.

În schimb conexiunea serie realizează încărcarea sub presiune a tuturor ca merelor funcţionale ale elementului logic. Numărătoarele mecanice de turaţii, la care acţionarea electrică a fost înlocuită cu acţionarea pneumatică, se utilizează pentru a compara indentitatea impulsurilor emise de generatorul de impulsuri cu a celor realizate la ieşirea elementelor logice şi pentru a indica numărul de cicluri după care au loc eventualele căderi.

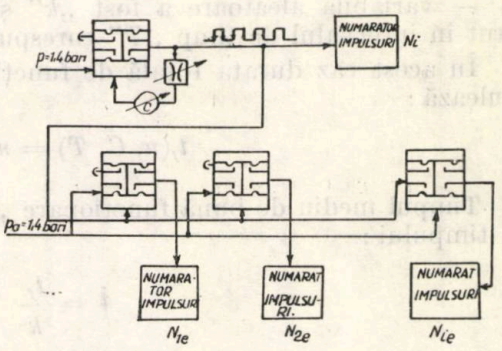


Fig. 1. Stand de experimentare cu front de impulsuri paralel.

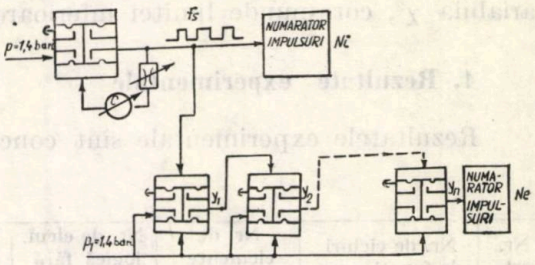


Fig. 2. Stand de experimentare cu front de impulsuri serie.

Schema standului de încercări poate fi completată şi utilizată la solicitări în regim de frecvenţă a ori căror elemente mecanice, electrice, cărora li se studiază fiabilitatea. În acest scop dacă ieşirea din generatorul de impulsuri este pe elemente de execuţie pneumatice, cilindrii pneumatici miniaturizaţi cu simplu efect, se pot realiza cicluri de solicitare alternant simetrice sau pulsatorii pentru o mare majoritate de elemente mecanice : elemente elastice, roţi dinţate, arbori, ghidaje, etc., sau elemente electrice : microîntreruptoare, contactoare, relee etc.

3. Planul de încercări

Pentru estimarea parametrilor de fiabilitate s-a adoptat metoda încercării prin sondaj a lotului de 50 de elemente logice, dintr-un lot de fabricaţie identic de 300 de bucăţi. Avînd în vedere durata mare de viaţă impusă elementelor logice : 10^9 cicluri ce ar necesita la frecvenţa de lucru obţinută de 42 Hz, o durată de testare de 275,6 zile (testare continuă de 24 de ore pe zi) s-a adoptat un plan de încercări de tipul $/n, C, T/$ — plan de încercări pentru „n" elemente, cu înlocuire a elementelor căzute „C"

trunchiat „T". Acest plan se utilizează atunci cînd elementele supuse testării au durată de funcţionare foarte mare ca în cazul de faţă. Mărimile fixate au fost :

— numărul de elemente testate : $n = 50$ buc.

— intervalul de timp, numărul de cicluri : $n = 5 \cdot 10^6$

— variabila aleatoare a fost „k" şi reprezintă numărul căderilor apărut în intervalul de timp „T" corespunzător numărului de cicluri n_c.

În acest caz durata totală de funcţionare a celor „n" elemente se calculează :

$$t_f(n, C, T) = n \cdot T \tag{1}$$

Timpul mediu de bună funcţionare „t_m" se estimează prin intermediul timpului :

$$\bar{t} = \frac{t_f}{k} \tag{2}$$

Limitele intervalului de încredere se stabilesc ca la planurile de încercări critice cu deosebirea că numărul gradelor de libertate pentru variabila χ^2, corespunde limitei inferioare de : $2k + 2$ (3).

4. Rezultate experimentale

Rezultatele experimentale sînt concentrate în tabelul 1

Tabelul 1

Nr. crt.	Nr. de cicluri de funcţionare	Nr. de elemente logice căzute	Nr. de elem. logică fără defect	Natura defectelor
0	1	2	3	4
1	250 000	1	49	Perforat membrană
2	500 000	1	48	Uzură centru rigid membrană
3	750 000	0	48	—
4	1 000 000	0	48	—
5	1 250 000	0	48	—
6	1 500 000	1	47	Deteriorare filet asamblare
7	1 750 000	0	47	—
8	2 000 000	0	47	—
9	2 250 000	0	47	—
10	2 500 000	0	47	—
11	2 750 000	0	47	—
12	3 000 000	0	47	—
13	3 250 000	0	47	—
14	3 500 000	0	47	—
15	3 750 000	0	47	—
16	4 000 000	0	47	—
17	4 250 000	0	47	—
18	4 500 000	0	47	—
19	4 750 000	0	47	—
20	5 000 000	0	47	—

5. Prelucrarea rezultatelor

Pentru determinarea fiabilității se consideră că apariția defectelor este după legea Weibull. Repartiția caracteristică este de densitate:

$$f(t, \eta, \beta, \theta) = \frac{\beta}{\eta}\left(\frac{t-\theta}{\eta}\right)^{\beta-1} e^{-\left(\frac{t-\theta}{\eta}\right)^{\beta}} \quad (4)$$

Utilizînd programul de calcul al legii de repartiție Weibull existent în biblioteca calculatorului catedrei de mecanică fină din IPB, s-au obținut:

$$\eta = 2{,}86918 \cdot 10^{13}$$

$$\beta = 0{,}128762118.$$

$$\theta = 54{,}05667535$$

Datele furnizate de calculator sînt redate în tabelul 2.

Tabelul 2

REPARTIȚIE WEIBULL CU BETA = 0.12862118 ȘI TETA = 54.05667535

TIMP (SAU NR. DE CICLURI)	REP. EMPIRICĂ	LEGEA WEIBULL	EROAREA
250000	0.92	0.912411704	7.58830E−03
500000	0.9	0.904636997	4.63700E−03
750000	0.9	0.899790760	2.09240E−04
1000000	0.9	0.896212381	3.78762E−03
1250000	0.9	0.893354325	6.64568E−03
1500000	0.88	0.89096442	0.010964420
1750000	0.88	0.888904700	8.90470E−03
2000000	0.88	0.887091099	7.09110E−03
2250000	0.88	0.885468447	5.46845E−03
2500000	0.88	0.883998504	3.99850E−03
2750000	0.88	0.882653634	2.65363E−03
3000000	0.88	0.881413186	1.41319E−03
3250000	0.88	0.880261312	2.61312E−04
3500000	0.88	0.879185569	8.14431E−04
3750000	0.88	0.878176005	1.82399E−03
4000000	0.88	0.877224531	2.77547E−03
4250000	0.88	0.876324478	3.67552E−03
4500000	0.88	0.87547082	4.52972E−03
4750000	0.88	0.874657250	5.34275E−03
5000000	0.88	0.873881386	6.11861E−03
	ITA = 2.86918E+13		

Probabilitatea lucrului fără defect, funcția experimentală a fiabilității $R_N(t_i)$ și frecvența relativă cumulată a căderilor $F_N(t_i)$ sînt redate în figura 3.

Relația de legătură a acestor parametri fiind:

$$R_N(t_i) + F_N(t_i) = 1 \quad (5)$$

Corespunzător planului de încercări de tipul (n, C, T):

$$t_f(n, C, T) = n \cdot T = n \cdot n_c = 50 \cdot 5 \cdot 10^6 = 25 \cdot 10^7;\ c_f = t_f(n, C, T)$$

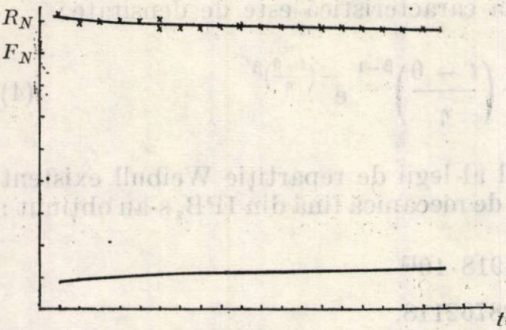


Fig. 3. Funcţia experimentală a fiabilităţii şi frecvenţa relativă cumulată a căderlior

Numărul mediu de cicluri de bună funcţionare:

$$C_m = \frac{t_f}{k} = \frac{25 \cdot 10^3}{6} = 4{,}1666 \cdot 10^7$$

Limitele intervalului de încredere se calculează în ipoteza ntervalelor necentrate:

$$\frac{2c_f}{\chi^2(2k + 2,\ \alpha)} \leqslant c_m \leqslant \frac{2\,c_f}{\chi^2\,(2k, 1 - \alpha)} \tag{6}$$

Pentru nivelul de semnificaţie $\alpha = 0{,}05$; numărul gradelor de libertate: $2k + 2 = 14$, respectiv $2k = 12$. din tabela VII din[1] se obţine: $\chi^2(14\,;\,0{,}05) = 23{,}7$; şi $\chi^2(12\,;\,0{,}95) = 6{,}97$.

Limitele de control ale intervalului de încredere din relaţia (6) au valorile:

— Limita de control inferioară, în număr de cicluri:

$$c_i = \frac{2 \cdot c_f}{\chi^2(2k + 2,\ \alpha)} = 2{,}1097 \cdot 10^7 \text{ cicluri};$$

— Limita de control superioară: $c_s = \dfrac{2c_f}{\chi^2(2k, 1-\alpha)} = 7{,}1736 \cdot 10^7$ cicluri;

Se constată că: $c_i < c_m < c_s$.

Rata căderilor se calculează cu relaţia:

$$\lambda(t) = \frac{\beta}{\eta\beta}(t - \theta)^{\beta - 1} \tag{7}$$

Cu rezultatele obţinute: $\lambda(t) = 2{,}58 \cdot 10^9$

Dacă în locul legii de repartiţie Weibull s-ar fi considerat legea de repartiţie exponenţială, atunci: $\lambda(t) = \dfrac{1}{t_m} = 2{,}4 \cdot 10^{-8}$.

BIBLIOGRAFIE

1. *T. Baron*, Calitatea şi fiabilitatea produselor, Editura didactică şi pedagogică, Bucureşti 1976.
2. *I. Aron*, Aparate de bord pentru avion, Bucureşti, 1973.

La fiabilité des éléments logiques dans le system „SEFRO"

Dans l'ouvrage en détermine la fibilité d'un lot des éléments logiques dans le systemes des éléments roumaine. Aprés une courte introduction sur les caracteristiques tehniques des éléments logiques on présente les stands sur lesqueles on a experimenté, les rezultats experimentells et les indicateurs de fiabilité obtenues sur computer.

BULETINUL INSTITUTULUI POLITEHNIC „GHEORGHE GHEORGHIU-DEJ"
BUCUREȘTI
SERIA MECANICĂ
Tomul XL — 1978, Numărul 4

MOTOARE CU ARDERE INTERNĂ

C.Z.:621.436

UNELE PROBLEME ALE PROIECTĂRII DE CONCEPȚIE A MOTOARELOR DIESEL

BERTHOLD GRÜNWALD *

În lucrare se stabilesc două criterii noi de apreciere a gradului de încărcare mecanică și de uzură a organelor mecanismului motor. Autorul definește un sistem de 16 ecuații care poate fi utilizat la proiectare cu un singur grad de nedeterminare, pentru a obține dimensiunile fundamentale și unele performanțe ale motorului Definind un sistem de abateri în raport cu valorile medii ale criteriilor de încărcare se arată că proiectantul poate obține soluții sigure prin rezolvarea sistemului de 16 ecuații și este în măsură să diferențieze concepția de proiectare în raport cu nivelul de tehnică și tehnologie de care se dispune în concordanță cu performanțele de durabilitate, preț de cost, greutate pe cal putere care se doresc.

Proiectarea unui motor într-o concepție originală pretinde constructorului să ia decizii în cîteva probleme fundamentale care se referă la alezajul cilindrului și cursa pistonului, la numărul de cilindri, la turația arborelui cotit și presiunea medie efectivă **.

Proiectantul dispune numai de următoarele nouă ecuații simple

$$1.\quad P_e = \frac{p_e V_S\, in}{900};\quad 2.\quad M_e = 716{,}2\frac{P_e}{n};\quad 3.\quad P_{e1} = \frac{P_e}{i};$$

$$4.\quad M_{e1} = 716{,}2\frac{P_{e1}}{n};\quad 5.\quad V_S = \frac{\pi D^2}{4}S;\quad 6.\quad V_t = iV_S;\quad 7.\quad \psi = \frac{S}{D};$$

$$8.\quad n = \frac{300\, W_{Pm}}{\psi D};\quad 9.\quad P_L = \frac{P_e}{V_t},$$

care determină interdependența dintre 14 parametri fundamentali ***. Unul dintre ei — P_e — se cunoaște la proiectare deoarece consumatorul definește cel puțin puterea efectivă necesară.

Manuscris predat redacției la data de 12 iunie 1978.

* Prof. dr. ing. Catedra de motoare cu ardere internă.

** În lucrare se cercetează clasa motoarelor diesel în patru timpi, care dezvoltă pînă la 300 CP pe cilindru.

*** P_e [CP] — puterea efectivă a motorului; p_e [daN/cm²] — presiunea medie efectivă; V_S [dm³] — cilindreea; i — numărul de cilindri; n [rot/min] — turația; M_e [kgfm] — momentul motor efectiv; P_{e1} [CP] — puterea efectivă dezvoltată de un cilindru; M_{e1} [kgfm] — momentul motor dezvoltat de un cilindru; D [dm] — alezajul cilindrului; S [dm] — cursa pistonului; V_t [dm³] cilindreea totală; ψ — raportul cursă pe diametru; W_{Pm} [m/s] — viteza medie a pistonului; P_L [CP/dm³] — puterea litrică a motorului.

Avînd mai multe grade de nedeterminare s-ar părea că stabilirea dimensiunilor și performanțelor unui motor nou este arbitrară. Această opinie ar putea fi întărită atît de marea diversitate de modele realizate în lumea întreagă — fiecare producător diferențiază modelul prin dimensiuni, soluții constructive, performanțe — cît și de gradul înalt de unificare a producției — tipizarea nu îngăduie realizarea soluțiilor optime.

Fiind obligat să decidă de la început asupra a patru parametri fundamentali, constructorul caută elemente suplimentare care să ușureze ridicarea gradului de nedeterminare a problemei. Asemenea elemente sînt definite fie de restricțiile pe care le impune consumatorul (acesta impune adeseori turația arborelui cotit, dimensiunile de gabarit, performanțele de greutate etc.) fie de acelea care definesc gradul de încărcare termică și mecanică a organelor mecanismului motor, fie, în fine, de restricțiile determinate de economia de combustibil, de economia de metal, de durabilitate etc.

Restricțiile pe care le introduc procesele termo-mecanice sînt relativ bine cunoscute astăzi, dar mai ales calitativ. Proiectarea are nevoie însă de relații cantitative, sigure; ori, tocmai asemenea relații lipsesc, chiar și în zilele noastre, după ce motoarele cu ardere internă au ajuns la un înalt grad de perfecțiune. Lucrarea de față reprezintă o încercare de a completa cunoștințele în această direcție, relațiile obținute de autor urmînd a permite să se acționeze mai clar în problemele de concepție ale proiectării, dezvoltării și diversificării motoarelor diesel.

Într-o lucrare anterioară [1] s-a elaborat un criteriu de evaluare a fluxului de căldură care traversează pistonul

$$K_q = \frac{K_0^{0,75}}{D^{0,25}\,\psi^{0,5}} \times \left(\frac{900}{n}\right)^{1/3} \tag{10}$$

și s-a stabilit o dependență directă $K_q(p_e)$, de forma

$$K_q = 1{,}54\, p_e^{0,8}, \tag{11}$$

care pentru motoarele fabricate în România este arătată în figura 1. În relația (10) criteriul K_0 se definește astfel

$$K_0 = \frac{P_{e_1}}{\pi D^2/4} \tag{12}$$

Relațiile (10), (11), (12) ridică unul din gradele de nedeterminare a problemei deoarece conțin numai două necunoscute K_q și K_0.

Proiectarea de concepție a unui motor ia în considerare inevitabil și restricțiile introduse de solicitatea mecanică a mecanismului motor. În mod uzual, pentru evaluarea gradului de încărcare mecanică se apelează la presiunea medie efectivă, dar în literatura de specialitate nu se cunoaște o corelare a acesteia cu puterea P_{e1} sau cu alezajul D. De aceea ne-am propus în continuare să elaborăm un criteriu de evaluare a solicitărilor mecanice produse de forța de presiune maximă.

Proiectantul nu cunoaște inițial presiunea maximă care va rezulta din arderea combustibilului. Pe de altă parte, dacă se dorește a se evalua construcțiile existente se constată că nu se dispune decît rareori de informații privind valoarea presiunii maxime. Pornind de la ideea că datele

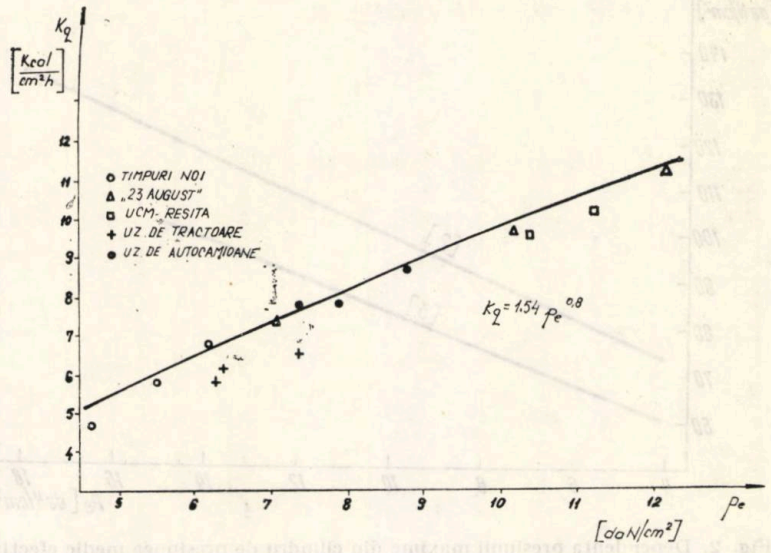


Fig. 1. Dependența criteriului de încărcare termică de presiunea medie efectivă pentru motoare fabricate în România.

disponibile pentru analiza unui anumit nivel de tehnică sînt doar acelea pe care uzina constructoare le face cunoscut în mod curent s-a apreciat că presiunea maximă din cilindru ar putea fi exprimată satisfăcător prin presiunea medie efectivă. O informație utilă în această privință a fost găsită în lucrările [2], [3]. Prima comunică valoarea presiunii maxime înregistrată în cilindrul motorului 4PA6V—280, la turația de 1 050 rot/min, cînd presiunea medie efectivă variază în limite extrem de largi și anume, mai bine de patru ori, față de o valoare inițială de referințe (fig. 2). Dependența liniară care se stabilește între cele două presiuni a fost admisă pentru a elabora un criteriu al solicitării mecanice a mecanismului motor de către forța de presiune maximă.

Acest criteriu a fost definit de relația

$$K_{F_p} = 100\, p_e \cdot \frac{\pi D^2}{4} \tag{13}$$

unde p_e în daN/cm², D în dm, K_{F_p} în daN.

În figurile 3, 4, 5 s-a reprezentat valoarea criteriului K_{Fp} în funcție de puterea P_{e1} pentru aceleași familii de motoare care au fost studiate în lucrarea [1]. Se constată și de astă dată că o mare diversitate de motoare ce supun unei legi unice,

$$K_{F_p} = -75 + 30 P_{e1} \tag{14}$$

cu abateri la fel de mici ca acelea găsite pentru relația (11). S-a aplicat relația găsită (14) unui motor naval cu o putere pe cilindru de 1 200 CP

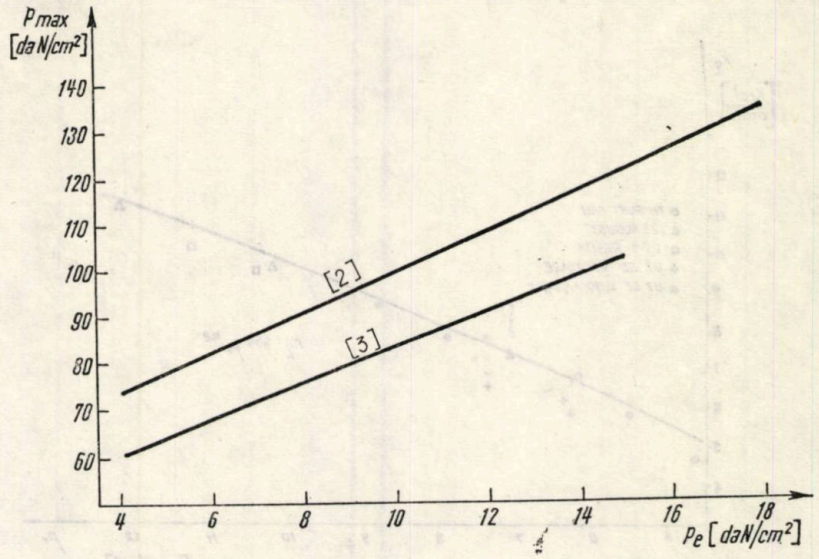


Fig. 2. Dependența presiunii maxime din cilindru de presiunea medie efectivă.

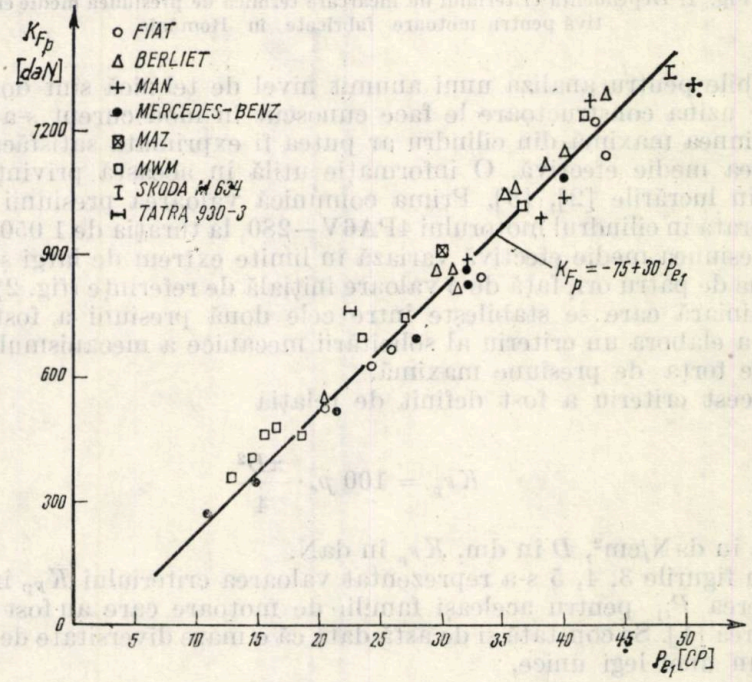


Fig. 3. Dependența criteriului forței de presiune a gazelor de puterea dezvoltată de un cilindru al motorului (clasa motoarelor mici).

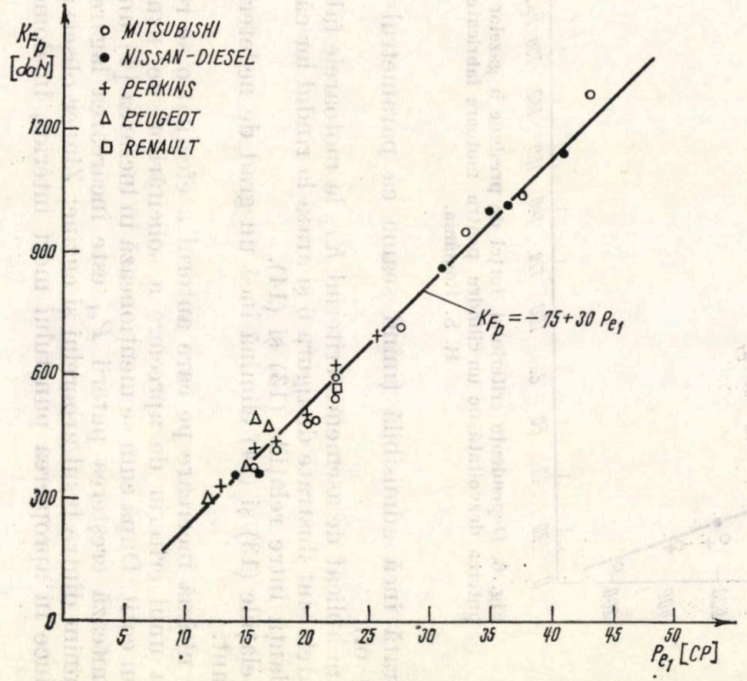


Fig. 4. Dependența criteriului forței de presiune a gazelor de puterea dezvoltată de un cilindru al motorului (clasa motoarelor mici).

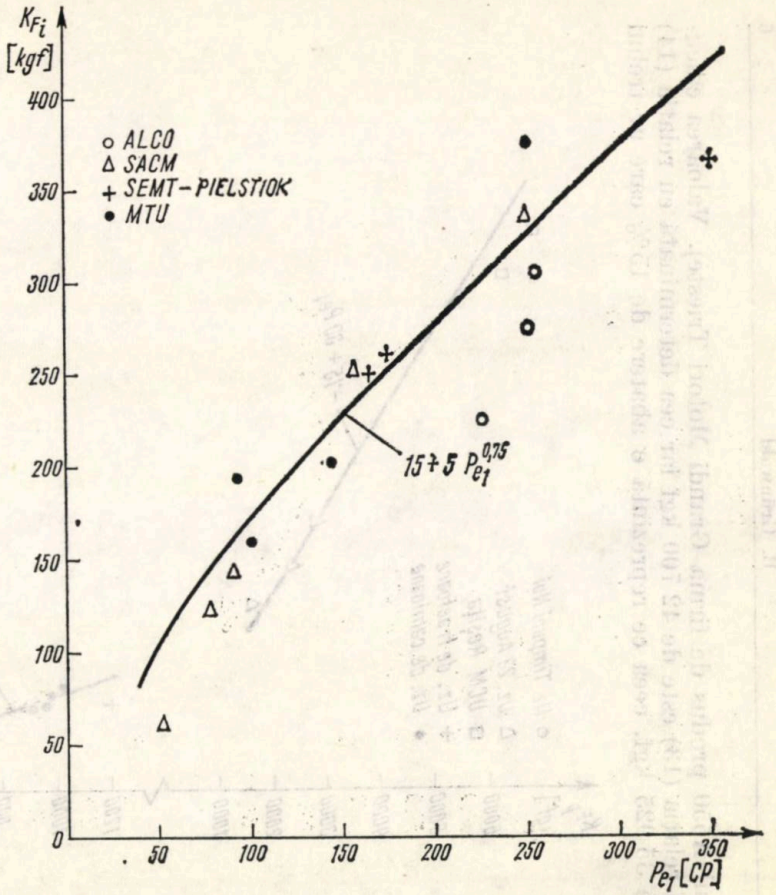


Fig. 5. Dependența criteriului forței de presiune a gazelor de puterea dezvoltată de un cilindru al motorului (clasa motoarelor de locomotivă).

(motorul A550 produs de firma Grandi Motori Trieste). Valoarea calculată cu relaţia (13) este de 42 700 kgf iar cea determinată cu relaţia (14) este de 35 925 kgf, ceea ce reprezintă o abatere de 15% care ar trebui

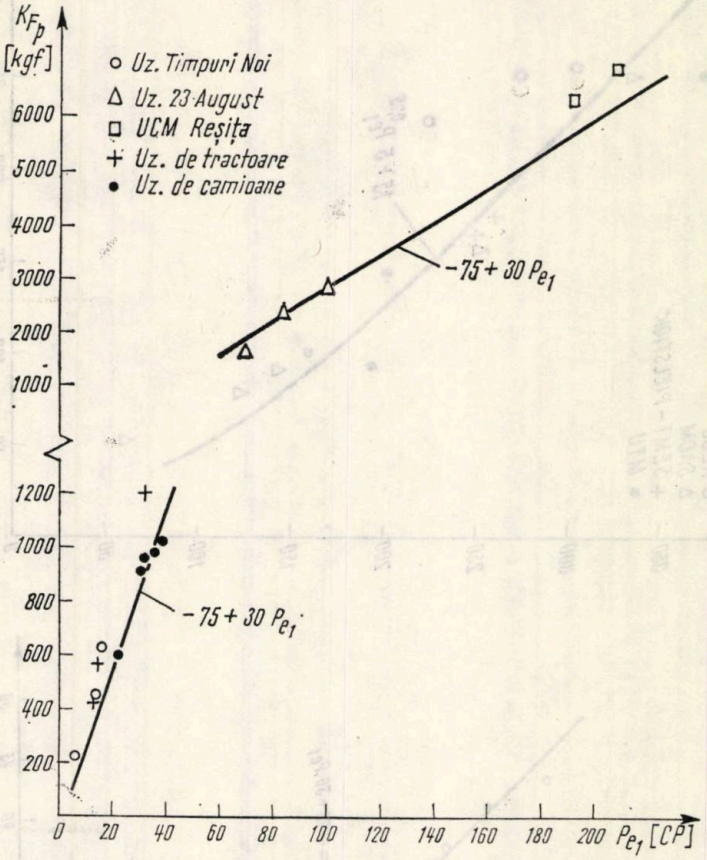


Fig. 6. Dependenţa criteriului forţei de presiune a gazelor de puterea dezvoltată de un cilindru pentru motoare fabricate în R. S. România.

considerată încă admisibilă ţinînd seama că parametrul P_{e1} a crescut de 100 ori.

Am aplicat de asemenea criteriul K_{F_p} la motoarele fabricate în ţară. Rezultatele sînt ilustrate de figura 6 şi arată la rîndul lor că există o bună concordanţă între relaţiile (13) şi (14).

Relaţiile (13) şi (14) elimină încă un grad de nedeterminare pentru proiectant.

O ultimă încercare pe care autorul a efectuat-o se referă la determinarea unui criteriu de apreciere a solicitărilor de uzură a lagărelor arborelui cotit. După cum se menţionează în lucrarea [4] unul din factorii care limitează creşterea puterii P_{e1} este încărcarea lagărelor. Analizînd jocul minim dintre fusul arborelui şi cuzinet Zinner observă că acesta nu se produce în apropierea punctului mort interior, în domeniul presiunii

maxime, ci în apropierea punctelor moarte exterioare, în domeniul forțelor de inerție maxime și conchide că influența forței de inerție este preponderentă în raport cu influența forței de presiune a gazelor. Pe de altă parte, dat fiind frecvența mai mare pe ciclu a forței maxime de inerție — forța de presiune trece printr-un maxim o singură dată pe ciclu — presiunea medie pe ciclu determinată de această forță va fi mai ridicată și deci solicitarea de uzură va fi la rîndul ei mai mare. Aceste considerente l-au îndemnat pe autor să definească un criteriu al forței de inerție.

Se știe că forța de inerție este proporțională cu masa pieselor în mișcare, cursa pistonului și pătratul turației arborelui cotit, adică

$$F_i \sim mSn^2$$

În mod curent, în literatură, masa pieselor se evaluează prin alezaj : $m \sim D^3$. Această evaluare apare ca nesatisfăcătoare dacă se ține seama cel puțin, că la motoare cu același alezaj se aplică frecvent încărcări mecanice inegale produse de forțe inegale de presiune a gazelor, în raport cu gradul de supraalimentare sau procedeul de ardere. Ca urmare, la același alezaj, constructorul stabilește grosimi diferite ale pereților organelor în mișcare, ceea ce implică mase diferite ale acestor organe. De aceea, ni s-a părut că este mai realist să se admită că masa pieselor în mișcare este proporțională cu forța de presiune a gazelor, adică $m \sim F_p$ sau $m \sim p_e D^2$, dependența care surprinde atît influența alezajului — ponderat însă diferit — cît și influența încărcării mecanice produsă de presiunea gazelor. Se obține astfel următoarea corelație

$$F_i \sim p_e D^2 S n^2$$

care, prin gruparea convenabilă a termenilor conduce la

$$F_i \sim (p_e n)\, D^2 S n,$$

sau

$$F_i = C_1 P_L \cdot V_S\, n,$$

sau

$$F_i = C_2 P_{e1}\, n, \qquad (15')$$

unde C_1 și C_2 sînt constante de proporționalitate.

Penultima relație arată că forța de inerție este proporțională cu puterea litrică ceea ce merită a fi interpretat. Ultima relație permite formularea simplă a unui criteriu al forței de inerție și anume

$$K_{F_i} = P_{e1} \cdot \frac{n}{1\,000}, \qquad (15)$$

unde P_{e1} în CP, n în rot/min și convențional K_{F_i} în daN.

Pentru familiiile de motoare cercetate anterior s-a reprezentat dependenţa $K_{Fi}(P_{e1})$ — fig. 7, 8, 9 — şi s-a stabilit relaţia

$$K_{Fi} = 15 + 5\,P_{ei}^{0,75}, \tag{16}$$

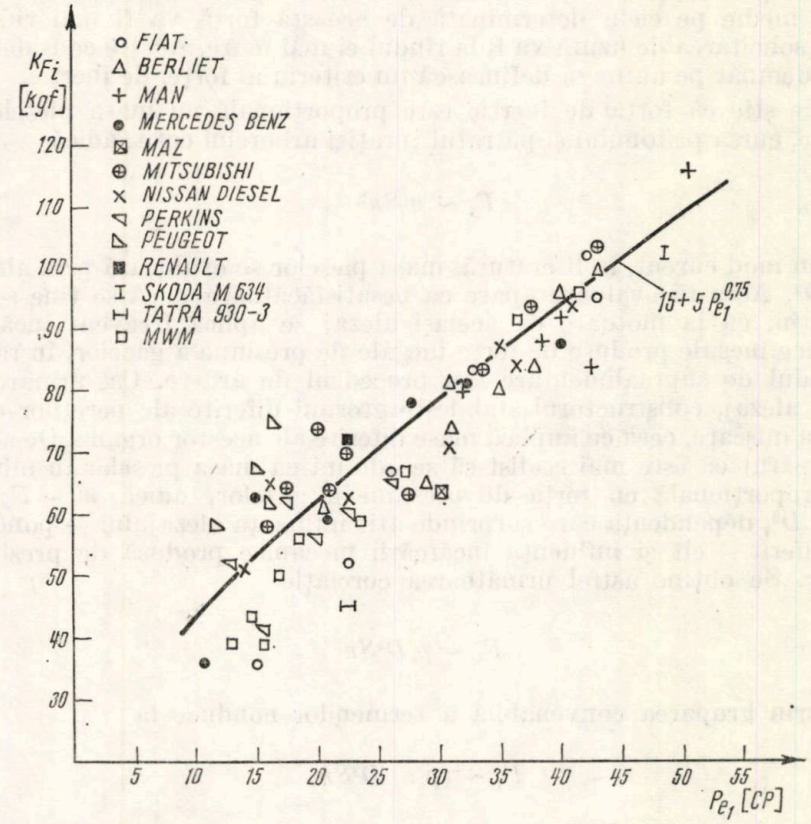


Fig. 7. Dependenţa criteriului forţei de inerţie de puterea dezvoltată de un cilindru al motorului (clasa motoarelor mici).

care spre deosebire de cele anterioare nu mai asigură aceeaşi precizie de evaluare.

Deşi abaterile relativ mari * de la relaţia (16) nu dau siguranţă proiectantului în manipularea ei se observă că natura lor nu trebuie pusă numai (mai ales) pe seama unei exprimări nesatisfăcătoare a influenţei exercitate de anumiţi factori constructivi şi funcţionali. Astfel, se presupune că se realizează două motoare cu aceeaşi putere efectivă pe cilindru (P_{e1} — ct). Practica proiectării evidenţiază două concepţii diferite de realizare a puterii P_{e1} şi anume prin modificarea adecvată a celor doi termeni din produsul $(p_e\ V_S) \times n$. Presupunînd realizată concepţia care impune o turaţie înaltă a motorului, relaţia $F_i = C_2 P_{e1}\ n$ arată că vor

* Pentru motorul A550 cu P_{e2} — 1200 CP, relaţia (18) furnizează valoarea 516 kgf, iar relaţia (19) — 1033 kgf.

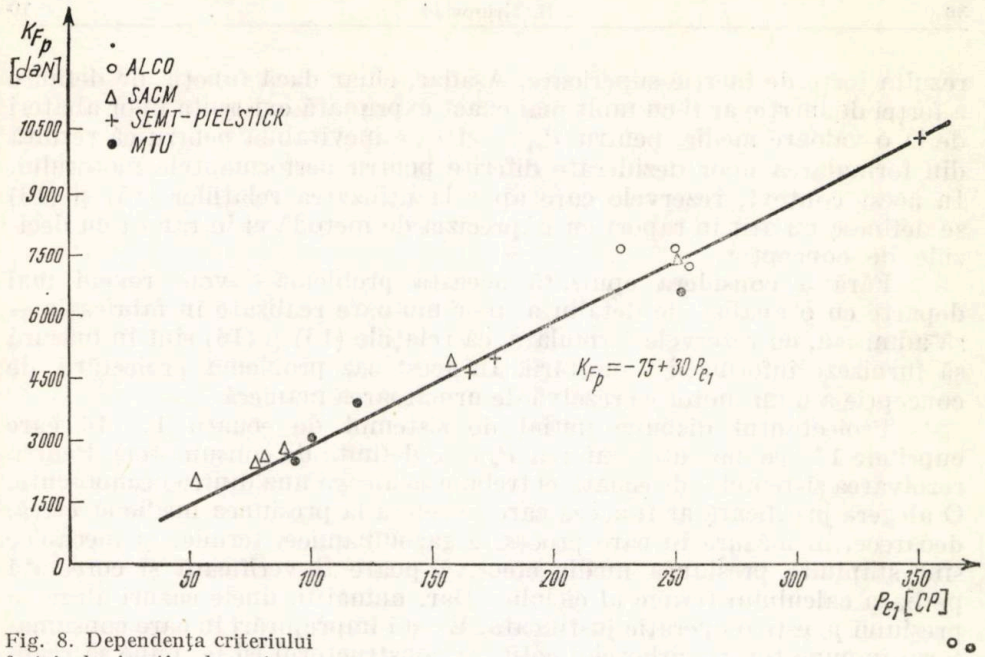


Fig. 8. Dependența criteriului forței de inerție de puterea dezvoltată de un cilindru al motorului (clasa motoarelor de locomotivă).

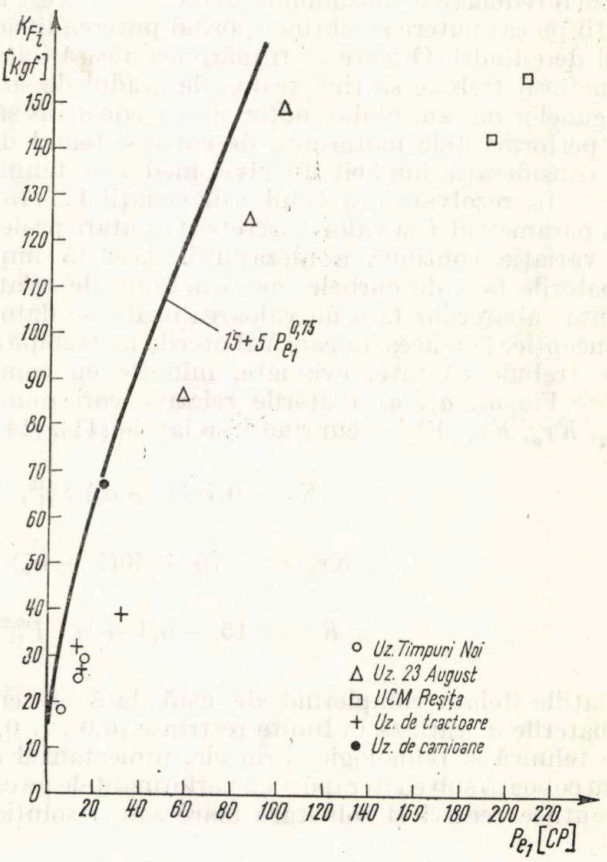


Fig. 9. Dependența criteriului forței de inerție de puterea dezvoltată de un cilindru pentru motoare fabricate în R.S.R.

rezulta forţe de inerţie superioare. Aşadar, chiar dacă funcţia de definire a forţei de inerţie ar fi cu mult mai exact exprimată existenţa unor abateri de la o valoare medie, pentru P_{e1} = ct este inevitabilă pentru că rezultă din formularea unor deziderate diferite pentru performanţele motorului. În acest context, rezervele care apar la utilizarea relaţiilor (15) şi (16) se definesc nu atît în raport cu imprecizia de metodă ci în raport cu deciziile de concepţie.

Fără a considera epuizată această problemă — vom reveni mai departe cu o analiză de detaliu a unor motoare realizate în fabricaţie — să admitem, cu rezervele formulate, că relaţiile (15) şi (16) sînt în măsură să furnizeze informaţii proiectării. În acest caz problema proiectării de concepţie a unui motor se rezolvă de următoarea manieră.

Proiectantul dispune iniţial de sistemul de ecuaţii 1...16 care cuprinde 17 necunoscute (puterea P_e este definită de consumator). Pentru rezolvarea sistemului de ecuaţii el trebuie să aleagă una dintre necunoscute. O alegere justificată ar fi aceea care se referă la presiunea medie efectivă, deoarece, în măsura în care procesele gazodinamice, termice şi mecanice sînt stăpînite, presiunea medie efectivă poate fi verificată şi corectată pe baza calculului termic al ciclului. Dar, numai în unele cazuri alegerea presiunii p_e este o operaţie justificată. Există împrejurări în care consumatorul impune turaţia arborelui cotit iar constructorul îşi propune să realizeze o reducere a consumului de metal. În acest ultim caz, reducerea greutăţii pe cal putere se obţine sporind puterea litrică a motorului sau numărul de cilindri. Oricare ar fi mărimea aleasă iniţial (p_e, n, P_L, i, V_t) constructorul trebuie să ţină seama de gradul de solicitare termo-mecanică a organelor mecanismului motor şi este constrîns să stabilească dimensiunile şi performanţele motorului, de către sistemul de ecuaţii 1...16, care ia în consideraţie implicit un nivel mediu de tehnică şi tehnologie.

La rezolvarea sistemului de ecuaţii 1...16 trebuie să se ţină seama că parametrul i ia valori discrete şi ca atare proiectantul nu poate opera cu o variaţie continuă a alezajului. Această împrejurare explică parţial abaterile faţă de curbele medii definite de relaţiile (11), (14), 16). Existenţa abaterilor faţă de valoarea medie se datoresc în esenţă gîndirii de concepţie. Din această cauză abaterile nu trebuie estompate, ci dimpotrivă, ele trebuie căutate, evaluate, mînuite cu competenţă.

Fie a_q, a_p, a_i abaterile relative corespunzătoare celor trei criterii K_q, K_{F_p}, K_{F_i}. Ele se cuprind în relaţiile (11), (14), (16) sub forma

$$K_q = 0{,}75(1 + a_q)\, P_{e1}^{1,5}, \tag{11*}$$

$$K_{F_p} = -75 + 30(1 + a_p)\, P_{e1}, \tag{14*}$$

$$K_{F_i} = 15 + 5(1 + a_i)\, P_{e1}^{0,75}, \tag{16*}$$

relaţiile stelate completînd de astă dată sistemul general de ecuaţii. Abaterile a variază în limite restrînse (0,0 ... 0,2) pentru că sînt limitate de tehnică şi tehnologie. Prin ele, proiectantul depăşeşte valoarea medie sau coboară sub ea în raport cu performanţele pe care le doreşte (de exemplu, greutate redusă şi solicitare mare sau o soluţie opusă). Pentru a ilustra

această concepție de proiectare, care include problemele dezvoltării și diversificării motoarelor, se compară două motoare care apelează la soluții distincte pentru aceeași putere pe cilindru P_{e1} (tabelul 1). În tabelul 1 sînt

Tabelul 1

Parametrul	Modele construite		Calculat cu ecuațiile 1...16
	ALCO—251	MTU—20V 956 TB12	
P_e CP	4 500	5 000	5 000
P_{e1} CP	250	252	250
M_e kgfm	2 930	2 380	2 713
M_{e1} kgfm	163	119	135,6
i —	18	20	20
p_e kgf/cm²	18,9	15,8	18,48
n rot/min	1 100	1 500	1 320
D mm	228	230	226
S mm	267	230	230
ψ —	1,17	1,0	1,02
V_S dm³	10,9	9,56	9,22
V_t dm³	197	191,2	184,5
P_L CP/l	22,84	26,34	27,11
W_{Pm} m/s	9,85	11,5	10,12
K_0 CP/dm²	61,26	60,20	62,34
$K_q \frac{\text{kcal}}{\text{cm}^2\text{h}}$	16,17	14,00	15,88
K_{Fp} kgf	7 711	7 263	7 425
K_{Fi} kgf	275	378	330
a_q —	+0,01	−0,13	0,0
a_p —	+0,04	−0,02	0,0
a_i —	−0,17	+0,15	0,0
G_{CP} kgf/CP	4,93	3,24	—
G_L kgf/l	112,7	85,34	—

prezentate totodată valorile obținute prin aplicarea sieueclstmui daieuți 1...16. Drept parametru inițial s-a ales puterea P_{e1} pentru a efectua comparația în aceleași condiii. Calculele au fost conduse pentru abateri nule, dar s-au determinat abaterile modelelor construite, față de modelul definit de curba medie.

Comparînd dimensiunile și performanțele calculate cu acelea ale motoarelor construite se observă în primul rînd marea apropiere a valorilor, ceea ce conferă metodei de proiectare propuse o valoare autentică. Se observă apoi că valorile calculate ocupă o poziție intermediară față de acelea caracteristice pentru motoarele construite, ceea ce ilustrează bine implicația operării cu valori medii.

Urmărind valorile abaterilor a_x se observă că deosebirea cea mai mare se înregistrează pentru abaterea a_i și anume la motorul ALCO rezultă o abatere în minus de 17% iar la motorul MTU o abatere în plus de 15%. Cele două valori ale abaterii a_i ilustrează două concepții diferite de proiectare, de realizare a aceleeași puteri efective pe cilindru. Concepția de proiectare a motorului MTU conduce la o valoare a criteriului K_{Fi} cu 37% mai mare, rezultată prin creșterea turației în aceeași proporție în

raport cu turația motorului ALCO. Avantajul esențial al acestei concepții se concretizează în final în indicele de greutate pe cal putere, care este cu 34% mai mic. Prețul acestui avantaj îl constituie fie reducerea durabilității motorului fie creșterea prețului de cost ca urmare a incorporării în motor a unei tehnici și tehnologii mai înalte. Cealaltă concepție, caracteristică pentru motorul ALCO are avantajul unei încărcări mai reduse a suprafețelor portante, care include o durabilitate mai ridicată la același nivel de tehnică și tehnologie.

În ceea ce privește abaterile a_q și a_p se observă că ambele sînt de sens opus abaterii a_i. Dacă implicația abaterii a_p apare evidentă și anume, forța de presiune a gazelor la motorul ALCO este net superioară, implicația abaterii a_q este mai ascunsă. Se naște întrebarea : întrucît criteriul K_q este cu 13% mai mare la motorul ALCO înseamnă oare că pentru avantajul unei solicitări mai mici a suprafețelor portante de către forța de inerție se plătește nu numai prețul unei greutăți pe cal putere mai mare dar și pe acela rezultat dintr-o stare termică a pistonului mai dezavantajoasă?

Starea termică a pistonului se caracterizează prin două mărimi și anume prin temperatură care este limitată de rezistența mecanică a materialului și de blocarea primului segment în canal, precum și prin gradientul temperaturii, care definește solicitarea termică a pistonului. Adeseori se consideră că o încărcare termică înaltă a pistonului înseamnă și un grad ridicat de încălzire a lui, ceea ce nu este întotdeauna justificat din care cauză unele date experimentale produc nedumeriri sau se interpretează eronat. Starea termică a pistonului reprezintă o stare de echilibru determinată, pe de o parte, de aportul de căldură Q de la gazele fierbinți, iar, pe de altă parte, de evacuarea de căldură $Q°$ către cilindru.

Pentru evaluarea fluxului de căldură evacuat dintr-un piston fără răcire forțată se considera un model simplificat, potrivit căruia fluxul de căldură $q°$ se evacuează numai prin segment și este determinat (fig. 10) de rezistența termică de contact dintre flancul canalului și segment (R_{ps}) și de rezistența termică de contact dintre segment și cilindru (R_{sc}). Dacă t_p este temperatura pistonului și t_{cil} — temperatura cilindrului atunci fluxul de căldură evacuat este

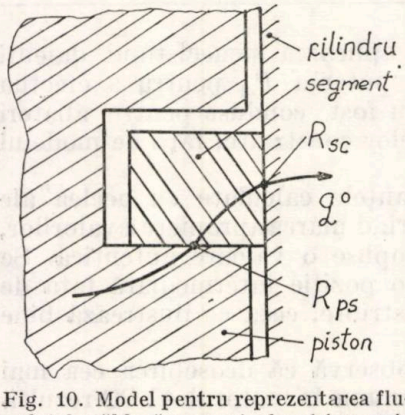


Fig. 10. Model pentru reprezentarea fluxului de căldură evacuat de piston prin segment.

$$q° = \frac{t_p - t_{cil}}{R_t} \text{ [kcal/m}^2\text{h]} \qquad (17)$$

unde $R_t = R_{ps} + R_{sc}$ [m²h°C/kcal] este rezistența termică totală . Pentru comparație se citează măsurătorile care arată că rezistența termică R_{ps} este de aproximativ $50-70\times10^{-6}$ [m²h°C/kcal] față de rezistența termică segment — gaz de cca $1000\cdot10^{-6}$[m²h°C/kcal] și rezistența termică a segmentului care este de $20-100\cdot10^{-6}$ [m²h°C/kcal], pe direcția fluxului.

Se admite că rezistența termică de contact este o funcție de presiunea medie efectivă și de turația motorului (fig. 11). Cu cît presiunea medie efectivă este mai redusă, cu atît este mai mică presiunea maximă din cilindru precum și presiunea gazelor infiltrate în spațiul dintre segment și canal. Întrucît rezistența termică de contact scade la reducerea presiunii de contact se înțelege atunci ca pentru $n = ct$, rezistența termică crește cînd p_e scade. Influența turației asupra rezistenței-termice R_t este mai complexă. La evacuarea căldurii prin segment un rol hotărîtor îl are contactul dintre segment și cilindru. Cunoștințe recente [5] arată că frecarea dintre segment și cilindru este de tip hidrodinamic pe o parte însemnată a cursei pistonului. Ca urmare, între segment și cilindru se formează o peliculă de ulei, care mărește rezistența termică R_{sc} și împiedică evacuarea căldurii.

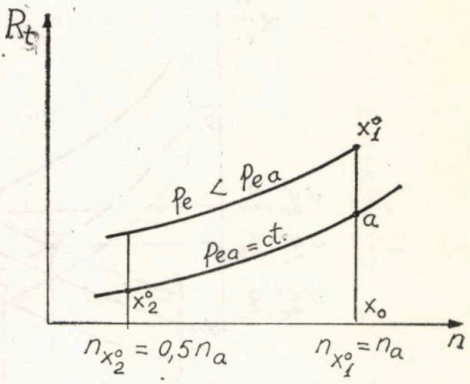


Fig. 11. Variația rezistenței termice de contact cu turația și presiunea medie efectivă.

La mărirea vitezei medii a pistonului (turației) capacitatea portantă a peliculei de ulei se extinde pe o fracțiune mai mare a cursei pistonului, din care cauză crește rezistența termică de contact. Pe de altă parte, în porțiunile extreme ale cursei pistonului frecarea este de tip semilichid iar rezistența termică de contact depinde de forța de apăsare a segmentului pe cilindru deci și de presiunea gazelor infiltrate în spatele segmentului. Dar, la mărirea turației, presiunea gazelor din spatele segmentului se micșorează, ceea ce constituie o nouă cauză de sporire a rezistenței termice R_{sc}. Reducerea presiunii gazelor din canal acționează în același sens și asupra rezistenței termice R_{ps}. Se conchide astfel că mărirea turației unui motor reduce pe mai multe căi capacitatea pistonului de a evacua căldura, R_t crește (fig. 11) și ca urmare, la aceeași temperatură t_p, fluxul de căldură q° scade (relația 17). Dacă D_q este aria suprafeței de transfer de căldură de la gaze la pereți și A_q este aria suprafeței de evacuare a căldurii prin piston, condiția de echilibru termic $Q = Q^\circ$ devine $q = q^\circ A_q / A_\partial$ sau $q = \alpha q^\circ$ unde α este factorul de suprafață.

Pe baza considerațiilor teoretice enunțate se pot cerceta acum mai multe probleme dintre care se menționează: 1) problema stării termice a unui piston cînd se dublează puterea pe două căi distincte și anume prin dublarea presiunii medii efective pe calea supraalimentării cu menținerea neschimbată a turației, sau, prin dublarea turației cu menținerea neschimbată a presiunii medii efective (întrucît autorul a dispus de un anumit grup de date experimentale el prezintă în continuare problema opusă și anume care este starea termică a pistonului dacă se reduce la jumătate puterea efectivă prin una din cele două căi menționate); 2) problema stării termice a unui piston dacă aceeași putere se obține fie cu o presiune medie efectivă redusă și o turație ridicată fie cu o presiune medie efectivă ridicată și o turație redusă.

Pentru a soluționa problemele de mai sus se reprezintă fluxurile de căldură q și αq° în funcție de temperatura pistonului (fig. 12) și se stabilește condiția de echilibru termic.

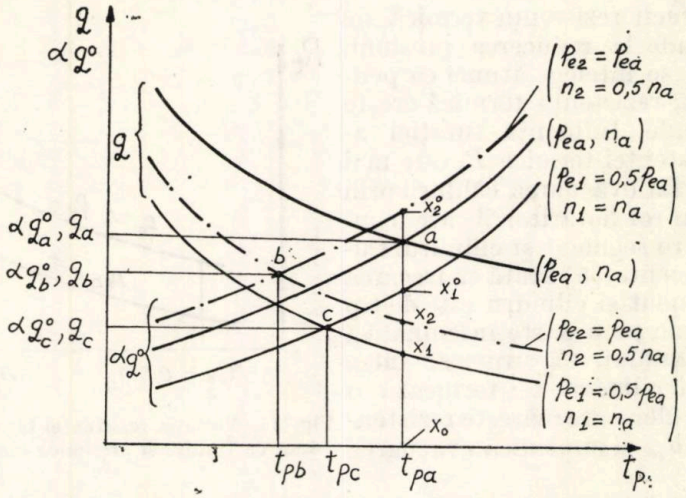


Fig. 12. Rețeaua de izoparametrice q și αq^0 pentru determinarea stării de echilibru termic al pistonului.

După cum se arată în lucrarea [1], fluxul de căldură q este o funcție de temperatura pistonului,

$$q = C \frac{K_0^{0,75}}{D^{0,25}\,\psi^{0,5}} \times \frac{\bar{T}_g - T_p}{\bar{T}_g^{0,5}} \tag{18}$$

ceea ce explică alura curbelor izoparametrice $q(p_e = \text{ct},\ n = \text{ct})$, din figura 12 ($C$ este o constantă de proporționalitate iar $\bar{T}_g$ — temperatura medie a gazelor). Alura curbelor izoparametrice αq° rezultă din relația (17). Se considera un regim de funcționare a motorului pentru care puterea efectivă se reduce la jumătate prin reducerea corespunzătoare a presiunii medii efective ($p_{e1} = 0,5\ p_{ea}$) și menținerea neschimbată a turației ($n_1 = n_a$). Dacă se menține neschimbată temperatura pistonului, atunci fluxul de căldură q, potrivit relației (10) ($q = \text{CK}_q$) se reduce în raportul $1/2^{0,75} = 0,6$, adică segmentul $\overline{x_0x_1} = 0,6\ \overline{x_0a}$ iar prin punctul x_1 trece izoparametrica q corespunzătoare. În figura 11, rezistența termică R_t este definită de segmentul $\overline{x_0x_1^0}$ astfel încît αq scade corespunzător iar $\overline{x_0x_1^0} < \overline{x_0a}$. Prin punctul x_1^0 trece izoparametrica q° corespunzătoare. Se reduce acum la jumătate puterea motorului menținînd neschimbată presiunea medie efectivă. Fie noul regim definit de $p_{e2} = p_{ea}$ și $n_2 = 0,5\ n_a$. Aplicîndr elația (10) rezultă că fluxul de căldură se reduce mai puțin, în raportul $2^{1/3}/2^{0,75} = 0,75$ și în condițiile $t_p = \text{ct}$ se obține $\overline{x_0x_2} = 0,75\ \overline{x_0a}$ ceea ce înseamnă neapărat $\overline{x_0a} > \overline{x_0x_2} > \overline{x_0x_1}$ iar prin punctul x_2 trece izoparametrica corespunzătoare. Din figura 11 rezultă $R_{tx2}^0 < R_{ta}$, astfel încît pe baza relației

(17) urmează $\overline{x_0 x_2^0} > \overline{x_0 a}$, iar prin punctul x_2^0 trece izoparametrica αq° corespunzătoare. Punctele de intersecție a, b, c, ale curbelor care reprezintă variația fluxurilor de căldură definesc starea termică a pistonului.

Se observă că cele două căi distincte de reducere a puterii motorului nu sînt echivalente pentru starea termică a pistonului și anume prin reducerea turației la jumătate, temperatura pistonului scade mai repede decît prin reducerea presiunii medii efective în aceeași proporție, adică $t_{pb} < t_{pc}$.

Această concluzie a obținut o bună confirmare prin măsurătorile de temperatură din capul unui piston care a funcționat în regimuri distincte de presiune medie efectivă și turație. Astfel, pe baza datelor publicate în [4] s-au reprezentat în fig. 12 curbele de variație a temperaturii capului pistonului. În abscisă este precizat consumul orar de combustibil C_c. Se admite că puterea efectivă a motorului este direct proporțională cu C_c astfel încît, la altă scară se citește pe abscisă chiar puterea efectivă. Adoptînd notații similare celor din fig. 12 se observă că la reducerea puterii motorului aproape de două ori, prin menținerea neschimbată a turației — curba ac — și prin menținerea neschimbată a presiunii medii efective — curba ab — temperaturile se modifică în sensul stabilit pe baza considerentelor teoretice, adică $t_{pb} < t_{pc} < t_{pa}$.

Formulînd în sens opus problema cercetată, se poate conchide că dublarea puterii unui motor prin supraalimentare conduce la o temperatură a pistonului mai mică decît aceea care s-ar obține prin mărirea în aceeași proporție a turației. Explicația furnizată în literatură pentru acest fenomen [4] este că prin mărirea turației crește lucrul mecanic de frecare. Același efect se produce însă și prin supraalimentare deoarece cresc forțele normale între suprafețele portante precum și forțele de presiune care aplică segmentul pe cilindru. Mai mult, ar trebui adăugat că prin mărirea turației se extinde regimul hidrodinamic de ungere, ceea ce antrenează reducerea lucrului mecanic de frecare. Explicația propusă în lucrarea de față pentru fenomenul menționat este de altă natură și are ca avantaj faptul că oferă proiectantului modalități pentru limitarea temperaturii pistonului prin modificarea rezistențelor termice de contact și a factorului de suprafață. Totodată ea atrage atenția cercetării asupra necesității acumulării unor cunoștințe mai profunde privind natura rezistențelor termice de contact dintre piston — segment — cilindru precum și factorii care le pot modifica avantajos.

În ceea ce privește cea de-a doua problemă se observă că atunci cînd se obține aceeași putere pe două căi distincte $(Pe)_b = (Pe)_c$, soluția de motor cu turație mai mică și presiune medie efectivă mai mare conduce la o temperatură a pistonului mai redusă ($t_{pb} < t_{pc}$) deși încărcarea termică este mai mare ($q_b > q_c$).

Se conchide că acea concepție de proiectare care realizează un nivel al puterii P_{e1} la turație mai redusă, conduce la avataje sensibile pentru soluționarea problemelor termice ale pistonului, chiar în condițiile unui flux de căldură mai mare. Literatura de specialitate nu dezbate problema echilibrului termic al pistonului pentru cazul $P_{e1} = \text{ct}$, de aceea se crează în general și confuzia ca starea termică a pistonului este ilustrată de q și de criteriul K_0. Proiectarea trebuie să rezolve din punct de vedere tehnic problema evacuării unui flux determinat de căldură. Ea poate acționa

pe mai multe căi dar cea mai simplă și cea mai sigură este calea reducerii turației. Din acest punct de vedere avantajul motorului ALCO apare net în comparație cu motorul MTU.

Exemplul analizat arată că abaterile de la valorile medii ale criteriilor de încărcare departe de a crea nesiguranță în proiectare, reprezintă

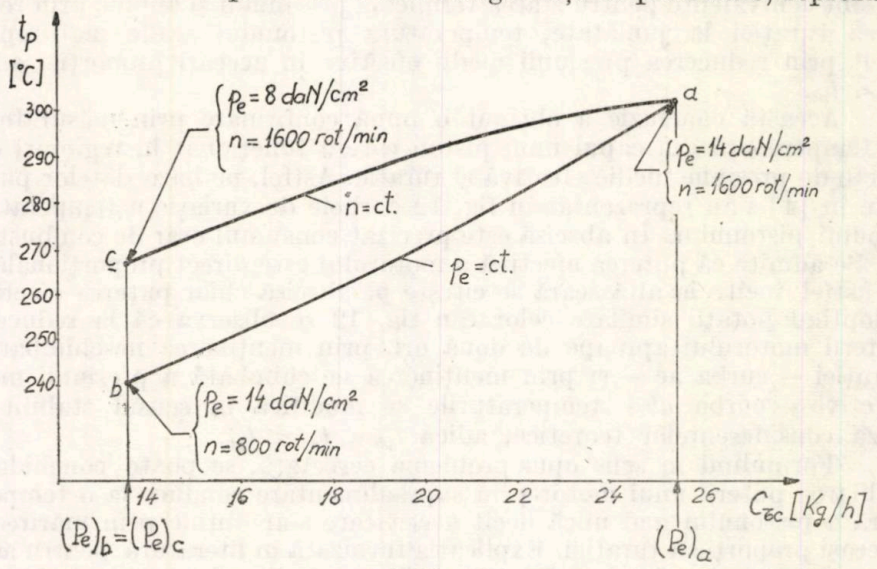


Fig. 13. Variația temperaturii capului pistonului cu consumul orar de combustibil.

pîrghii de acțiune pentru diferențierea motoarelor. Întrucît abaterile a_q și a_p variază în limite restrînse ele sînt ușor de precizat; dificultăți mai mari apar la stabilirea valorii abaterii a_i.

În concluzie se apreciază că sistemul de ecuații 1...16 furnizează valori sigure pentru proiectarea unui motor într-o concepție originală, concepție care se evidențiază cu atît mai mult cu cît proiectantul folosește sistemul abaterilor a_x pentru a diferenția motoarele în raport cu nivelul de tehnică și tehnologie de care se dispune, în concordanță cu performanțele de durabilitate, preț de cost, greutate pe cal putere care se doresc.

BIBLIOGRAFIE

1. *B. Grünwald* — Rev. Roumaine. Sc. Tech. Série Électrotech. et Energ. 2, 1977 p.
2. *J. E. Gallois* — Problems Raised by the Competion of High Unit Engines for the Railway, Traction. The International Combustion Engines Conference. Bucharest, 1970, Paper P d.
3. *R. Borgeaud* — Motor Ship, 1969, 50, No. 591, Suppl. New Range Sulzer Marine Engines, 83.
4. *K. Zinner*, „Express Informatia" seria Porș. i .gazoturb. dvig. 8, 1970. p.
5. *B. Grünwald* — Teoria, calculul și construcția motoarelor pentru autovehicule rutiere. Editura Didactică 1969.
6. *A. C. Vasilescu, V. Pimsner* — St. și cerc. energ. Tom VI, nr. 1—2, 1956. p.

Some Problems of Diesel Engines Design

In the present work are established two new criteria for the determination of the mechanical load and wear of the parts of the engines. The author defines a sexteen equations system which may be used for the design to the purpose of obtaining the bore, the stroke and many other performances of the diesel engine.

BULETINUL INSTITUTULUI POLITEHNIC „GHEORGHE GHEORGHIU-DEJ"
BUCUREȘTI
SERIA MECANICĂ
Tomul XL — 1978, Numărul 4

C.Z. :532.5 :519.2

MATHEMATICAL POSSIBILITIES TO EXPRESS DROPLET-SIZE DISTRIBUTIONS ALONG A LIQUID SPRAY

DINU TARAZA *

The paper points out the possibilities to express a liquid spray structure by means of mathematical statistics. An equation for the trajectory of a vaporizing liquid droplet, moving along an air stream, is firstly derived. This equation is put in a nondimensional form allowing to define a combination of parameters : the droplet penetrance, which determines the maximum traveling distance of the droplet until it vanishes by evaporation. Treating this equation by means of probabilistic methods, a set of relations are obtained which are capable to estimate the evolution of droplet-size distributions along the liquid spray.

Introduction

Atomization of liquids by spraying is widely used in modern technology, especially for liquid fuels in order to burn them, in most of the thermal engines. For such applications, the spray structure plays an important role on the engine performance and its design characteristics. Therefore, the mathematical description of the structure and behavior of a liquid spray would be an essential premise in determining the history of air-fuel mixture formation and its combustion.

Due to the extreme complexity of the processes causing atomizations, liquid droplets movement and vaporization, the optimization, of fuel injection systems and combustion chambers are carried out, almost exclusively, be means of trial and error methods. The possibility to express in a mathematical form the spray structure and its evolution in time and space could constitute an useful tool for designers working in the field of injection systems and combustion chamber development.

This paper is intended as a first one in a series, dedicated to investigate the known mathematical methods, capable to be applied in order to solve the above mentioned problem.

Manuscrip. received 25 April 1978.

* Conf. dr. eng. Chaire for Internal Combustion Engines.

1. Movement of an isolated liquid droplet

Let us consider a spherical droplet of diameter D_0 which moves with a speed $\bar{w}$ through an air stream of velocity $\bar{w}_a$ (fig. 1). The relative velocity of the droplet $\bar{w}_r = \bar{w} - \bar{w}_a$, has such values as to insure structural droplet stability (aerodynamic drag forces determine on the droplet interface tensions that are inferior to the surface tension of the liquid). Under this hypothesis one could assume that the droplet conserves its spherical shape troughout the whole trajectory and its dimensions modifies only as a consequence of vaporization.

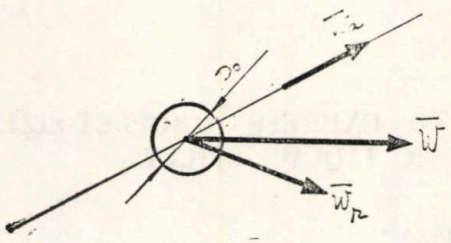


Fig. 1

Neglecting an eventual unsteady initial period of the vaporization process, it may be assumed that, during most of its existence the droplet evaporates such as the square of its diameter decreases linearly with time [4]:

$$D_0^2 - D^2 = Kt, \tag{1}$$

where K is the evaporation constant[1]), independent of time t and D_0, the initial droplet diameter.

The dynamic equilibrium of the moving droplet is expressed by the momentum equation of a material point of variable mass, loosing mass uniformly in all directions, such as the evaporated mass has, at the considered time, the same velocity as the droplet. In these conditions the momentum equation has the particular formulation given by Levy-Civita[2] [5]:

$$m(t)\frac{dw}{dt} = -F_f, \tag{2}$$

where $m(t)$ is the time variable droplet mass, F_f the aerodynamic drag force:

$$F_f = \frac{1}{2}\rho_a C_w \pi D^2 (\bar{w} - \bar{w}_a)^2, \tag{3}$$

ρ_a the air density and C_w the aerodynamic drag coefficient of the droplet.

Combining equations (1), (2), (3) and assuming air velocity w_a as a constant ant the droplet moving along the same direction as the air

[1]) Theoretical and experimental values of the evaporation constant K are roughly of the order 10^{-2} cm^2/s [4].

[2]) In writing this equation, gravity forces have been neglected, being considered nonsignif icant as compared to injection and drag forces.

stream, the following differential equation is obtained:

$$\rho_l \frac{\pi}{6} (D_0^2 - Kt)^{3/2} \frac{dw}{dt} + \rho_a \frac{\pi}{2} C_w (D_0^2 - Kt)(w - w_a)^2 = 0, \tag{4}$$

where ρ_l is the droplet density. Integration of (4) leads to the general solution:

$$w = w_a + \frac{\rho_l}{\rho_a} \frac{K}{6C_w} \frac{1}{C - \sqrt{D_0^2 - Kt}}, \tag{5}$$

which, after applying boundary conditions $t = 0 \rightarrow w = w_0$, yields:

$$w = w_a + \frac{1}{2} \frac{1}{\left[D_0 + \frac{K_1 K}{2} \frac{1}{w_0 - w_a} \right] \sqrt{D_0^2 - Kt}}, \tag{6}$$

where the following notation was adopted:

$$K_1 = \frac{1}{3C_w} \frac{\rho_l}{\rho_a}. \tag{7}$$

When the droplet vanishes by evaporation ($t_{\lim} = D_0^2/K$), its velocity is:

$$w_{\lim} = w_a + \frac{1}{\frac{2}{K_1 K} D_0 + \frac{1}{w_0 - w_a}}. \tag{8}$$

An interesting fact may be observed, namely, that even at the very moment of its disappearance, the droplet conserves a non-zero relative velocity with respect to the air stream.

In order to establish the droplet's trajectory x, the time integral of equation (6) has been performed, taking into account that $w = dx/dt$ and yielding the general solution:

$$\begin{aligned} x = K_1 \Bigg[& \sqrt{D_0^2 - Kt} + \left(D_0 + \frac{K_1 K}{2} \frac{1}{w_0 - w_a} \right) \times \\ & \times \ln \left(D_0 + \frac{K_1 K}{2} \frac{1}{w_0 - w_a} - \sqrt{D_0^2 - Kt} \right) \Bigg] + C_1 \end{aligned} \tag{9}$$

Considering the boundary condition $t = 0 \rightarrow x = 0$, the integration constant C_1 is determined as:

$$C_1 = -K_1 \left[D_0 + \left(D_0 + \frac{K_1 K}{2} \frac{1}{w_0 - w_a} \right) \ln \left(\frac{K_1 K}{2} \frac{1}{w_0 - w_a} \right) \right]. \tag{10}$$

The maximum traveling distance of the droplet may be calculated from (9) with the condition $t = t_{\lim} = D_0^2/K$

$$x_{\max} = K_1 \left\{ \left(D_0 + \frac{K_1 K}{2} \frac{1}{w_0 - w_a} \right) \ln \left[\frac{2}{K_1 K} \left(w_0 - w_a \right) D_0 + 1 \right] - D_0 \right\} \tag{11}$$

Further on, the following notations and definitions are introduced :

$$\begin{cases} \xi = D/D_0 & - \text{ relative diameter of the droplet,} \\ \delta = (1 - \xi) & - \text{ degree of vaporization of the droplet,} \\ \mathscr{P} = \dfrac{2D_0(w_0 - w_a)}{K_1 K} & - \text{ penetrance of the droplet,} \\ x^* = \dfrac{x}{K_1 D_0} & - \text{ nondimensional trajectory of the droplet.} \end{cases}$$

Inserting these notations in (9), the general equation of the moving droplet may be put in a nondimensional form :

$$\boxed{x^* = \frac{\mathscr{P} + 1}{\mathscr{P}} \ln (\mathscr{P}\delta + 1) - \delta} \tag{12}$$

This relation is graphically represented as a function of the relative diameter for several values of the penetrance (fig. 2) and as a function of penetrance for several values of the relative diameter (fig. 3).

Due to the fact that the liquid spray is formed by a large amount of droplets, whose behavior might be assumed to obey equation (12), it is necessary, in order to be able to describe the spray structure in accordance to the methods of mathematical statistics, to express explicity the dependences between the magnitudes involved in equation (12). For performing this task, equation (12) was written in the form :

$$e^{x^*} e^{\delta} = (\mathscr{P}\delta + 1)^{\frac{\mathscr{P}+1}{\mathscr{P}}} \cong 1 + (\mathscr{P} + 1)\,\delta + A\,\delta^2, \tag{13}$$

where the series development of the binomial $(\mathscr{P}\,\delta + 1)$ was limited to the first two terms plus a corrected third one $A\,\delta^2$, such as to minimize the error of approximating function (12) over a given interval of variation of the penetrance[1]).

[1]) By example, for the usual interval of variation $0{,}5 \leqslant \mathscr{P} \leqslant 10$, the value $A = 0{,}7$ has ben determined.

Taking also into account the limits of variation for $\delta \to (0 \leqslant \delta \leqslant 1)$, the series development of e might be limited to the first three terms without an objectionable error of truncation:

$$e^{\delta} \cong 1 + \delta + 0{,}5\delta^2. \tag{14}$$

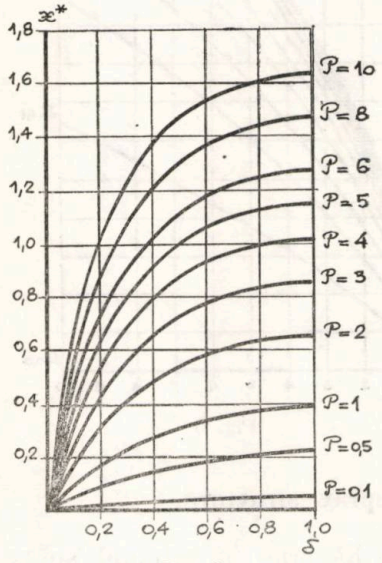


Fig. 2

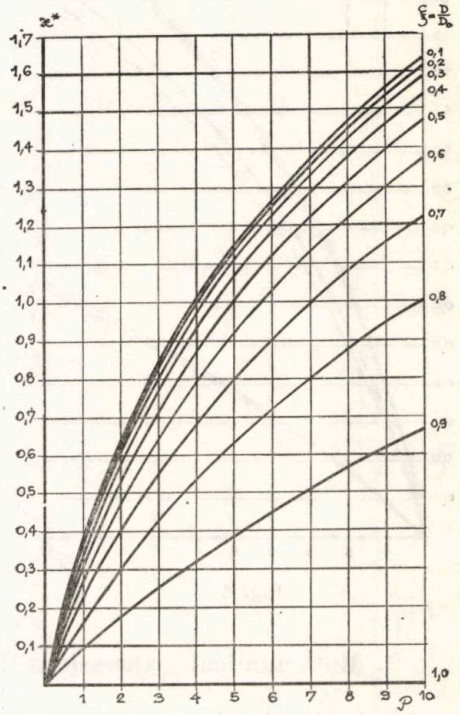


Fig. 3

Using these approximations, the equation (12) may be replaced by the more simple expression:

$$x^* \cong \ln \frac{1 + (\mathscr{P} + 1)\,\delta + A\delta^2}{1 + \delta + 0{,}5\,\delta^2}. \tag{15}$$

In figure 4, functions (12) and (15) are represented for comparison, over the interval $(0{,}5 \leqslant \mathscr{P} \leqslant 10)$, with $A = 0{,}7$. One could notice that maximum errors are less than 5%. Figure 5 (to compare with fig. 3) represents the non-dimensional trajectory x^* as a function of penetrance for several values of the relative diameter, as it is given by equation (15).

From (15) the following explicit expressions are obtained:

$$\mathscr{P} = \psi(\delta) = \frac{e^{x^*}(1+\delta+0{,}5\delta^2) - [e^{x^*} - (1 + A\delta^2)}{\delta} - 1 \tag{16}$$

$$\delta = \rho(\mathscr{P}) = \frac{\mathscr{P} + 1 - e^{x^*} - \sqrt{[\mathscr{P}+1-e^{x^*}] - [e^{x^*} - 2A]\,[e^{x^*} - 1]}}{e^{x^*} - 2A} \tag{17}$$

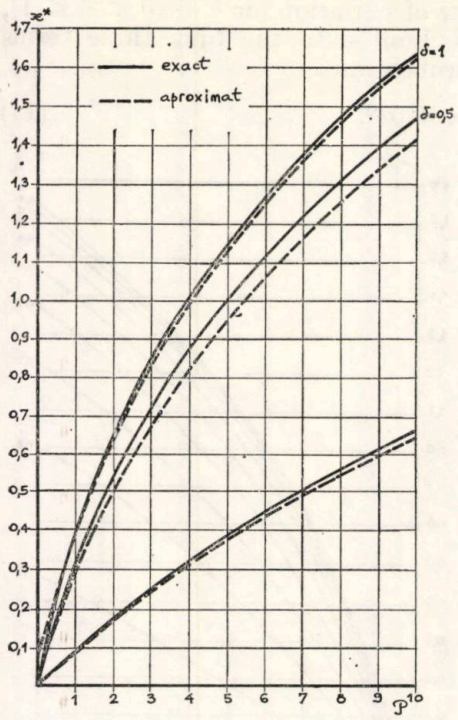


Fig. 4

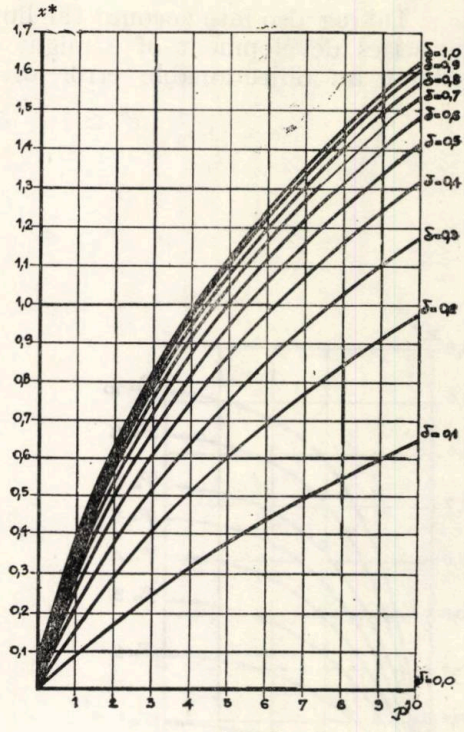


Fig. 5

2. Mathematical expressions for the spray structure

In order to determine space and time histories of a liquid spray structure, it is necessary to assume as known, at the level of the initial cross-section [1] of the spray, the density distribution functions for droplet dimensions and velocities. In the most general situation these functions are correlated and time dependent. Starting from this assumption, the problem that should be solved requires the development of such methods, capable to describe the evolution of the spray structure along its direction of propagation. The problem is not a simple one, even if the initial conditions, as stated before, are perfectly known.

In order to point out the possibilities to solve this problem, the most simple case of a spray formation is considered. Such a spray characterizes itself by the fact that, in its initial cross-section, the following conditions are satisfied:

a — the density distribution function of the droplet diameters reduces to a constant ($D_0 = \text{const.}$);

b — the density distribution function of the droplet velocities can take any particular form;

[1] This section may be situated at the nozzle exit or at a certaine distance with respect to the nozzle exit.

c — a uniform rate of liquid injection is assured (steady-state spray).

Under these conditions, the density distribution function of the droplet penetrances has, in the initial cross-section, a similar formulation as the density distribution function of the droplet velocities. At the same time, the spray structure at a given distance with respect to the origin (initial cross-section) is completely defined by the density distribution function of the parameters ξ or δ.

Let be $f(\mathscr{P})$ the density distribution function of the droplet penetrances at the spray origin. From expression (17) and figure 5 one could notice that for $x^* = \text{const.}$, δ decreases monotonically with increasing $\mathscr{P}$. The dependence of $\mathscr{P}$ with respect to $\delta \to \mathscr{P} = \psi(\delta)$ is given by (16), which, after derivation yields :

$$\psi'(\delta) = \frac{e^{x^*}(0{,}5\delta^2 - 1) + (1 - A\delta^2)}{\delta^2} . \tag{18}$$

Consequently, in accordance with the theory of random variable functions [2], [3], the density distribution function of the parameter δ in a given cross-section of the spray, specified by a certaine value of $x^* = \text{const.}$, could be expressed as :

$$g(\delta) = |\psi'(\delta)| f[\psi(\delta)] \tag{19}$$

and

$$g(\xi) = |\psi'(1 - \delta)| f\,[\psi(1 - \delta)]. \tag{20}$$

Knowing the density distribution function for the relative diameter, $g(\xi)$, in a given cross-section of the spray, the density distribution function for the liquid volume contained in the specified cross-section may be expressed as :

$$\psi(V) = \frac{\pi}{6}(\xi D_0)^3 g(\xi), \tag{21}$$

and the liquid volume of the spray at the considered cross-section is :

$$V_{x*} = N_0 V_0 \int_0^1 \xi^3 g(\xi)\, d\xi, \tag{22}$$

where $V_0 = \pi D^3/6$ represents the initial volume of a droplet and N_0 the initial number of droplets at the spray origin. The relative volume of the liquid spray, in a given cross-section, related to the initial one :

$$\varphi = \frac{V_{x*}}{N_0 V_0} = \int_0^1 \xi^3 g(x) d\xi, \tag{23}$$

specifies the fraction of the injected liquid that has not been evaporated up to the distance along the spray, expressed by the value of x^*.

In order to ilustrate the application of this theory the following numerical example is considered.

A spray is formed at its origin by droplets of diameters D_0 having their penetrances distributed accaording to a normal law :

$$f(\mathscr{P}) = \frac{1}{\sigma_P \sqrt{2\pi}} e^{\frac{(\mathscr{P}-\bar{\mathscr{P}})^2}{2\sigma_{\mathscr{P}}}}, \tag{24}$$

of parameters $\bar{\mathscr{P}} = 5$ and $\sigma_{\mathscr{P}} = 1$. Inserting this expression into (19) the density distribution function of the droplets degree of vaporization, at a given cross-section specified by x^* is obtained :

$$g(\delta) = \frac{e^{x^*}(1 - 0{,}5\delta^2) - (1 - 0{,}7\delta^2)}{\sqrt{2\pi}\,\delta^2\sigma_{\mathscr{P}}} e^{-\left[\frac{e^{x^*}(1+\delta+0{,}5\delta^2)-(1+0{,}7\delta^2)}{\delta} - (1+\bar{\mathscr{P}})\right]^2} \tag{25}$$

from which, the density distribution function for the droplet relative diameters $g(\xi)$ can be deduced.

Figure *6* represents the evolution of the spray structure (droplet-size distribution) in its successive cross-sections along the direction of propagation ($0{,}5 < x^* < 1{,}3$). It can be noticed that, with increasing distance with respect to the initial cross-section, the spray structure becomes finer and the number of droplets that vanishes by evaporization :

$$N_{vap} = N_0\left[1 - \int_0^1 g(\delta)d\delta\right] \tag{26}$$

increases continuously. Figure 7 represents the structure of the same spray, but, here the density distribution function of the droplets dimensions has been expressed, in each cross-section, in a normalized form, i.e. related, not to the total number of droplets at the spray origin but, to the number of droplets that are actually present at the level of each considered cross-section ;

$$g_n(\delta) = \frac{1}{\int_0^1 g(\delta)\mathrm{d}\delta} \cdot g(\delta). \tag{27}$$

One could notice that the relative number of droplets, vanishing by evaporation at a given cross-section of the spray, increases as the distance with respect to the origin becomes larger.

Due to this fact the experimental data could not fit such a density distribution function because it is quite imposible to observe a droplet that is just vanishing. In order to be able to make a meaningful compa-

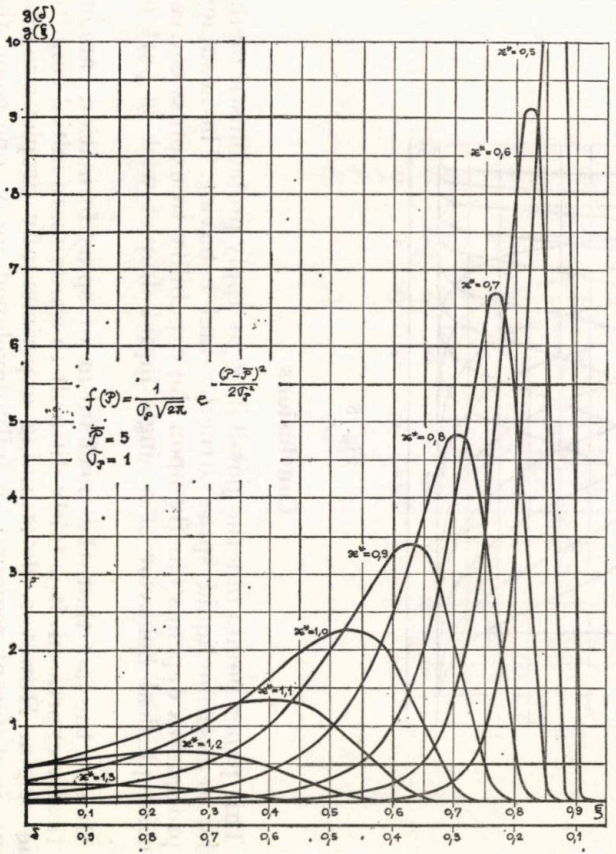

g(ϑ)
g(ξ)
$f(\vartheta)=\frac{1}{\sigma_\vartheta\sqrt{2\pi}}e^{-\frac{(\vartheta-\bar{\vartheta})^2}{2\sigma_\vartheta^2}}$
$\bar{\vartheta}=5$
$\sigma_\vartheta=1$
$x^*=0,5$
$x^*=0,6$
$x^*=0,7$
$x^*=0,8$
$x^*=0,9$
$x^*=1,0$
$x^*=1,1$
$x^*=1,2$
$x^*=1,3$
ϑ
ξ

Fig. 6

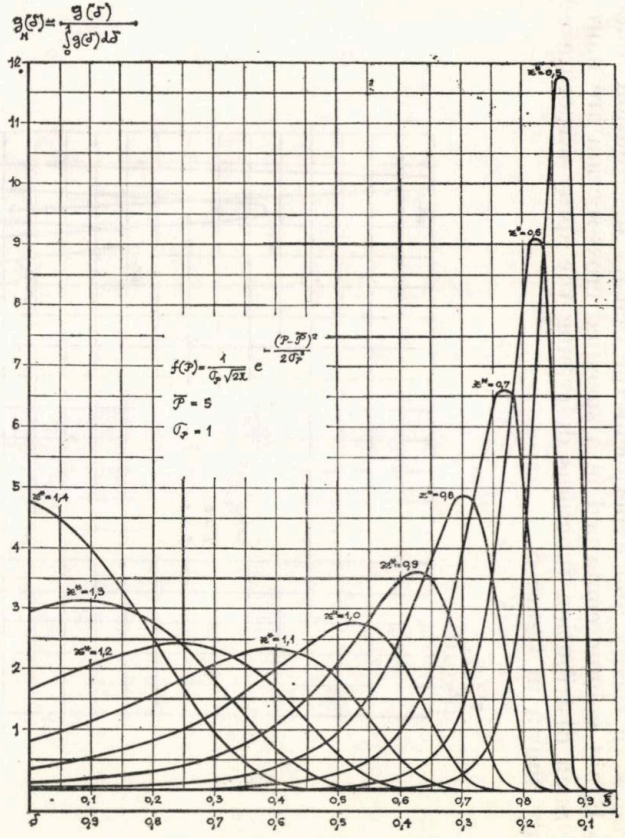

$g_n(\vartheta)=\frac{g(\vartheta)}{\int_0^\infty g(\vartheta)d\vartheta}$
$f(\vartheta)=\frac{1}{\sigma_\vartheta\sqrt{2\pi}}e^{-\frac{(\vartheta-\bar{\vartheta})^2}{2\sigma_\vartheta^2}}$
$\bar{\vartheta}=5$
$\sigma_\vartheta=1$
$x^*=0,5$
$x^*=0,6$
$x^*=0,7$
$x^*=0,8$
$x^*=0,9$
$x^*=1,0$
$x^*=1,1$
$x^*=1,2$
$x^*=1,3$
$x^*=1,4$
ϑ
ξ

Fig. 7

rison between theory and experiment the density distribution functions of the liquid volume contained in a specified cross-section are more suitable. Such distribution functions describing the spray structure evolution are shown in figure 8.

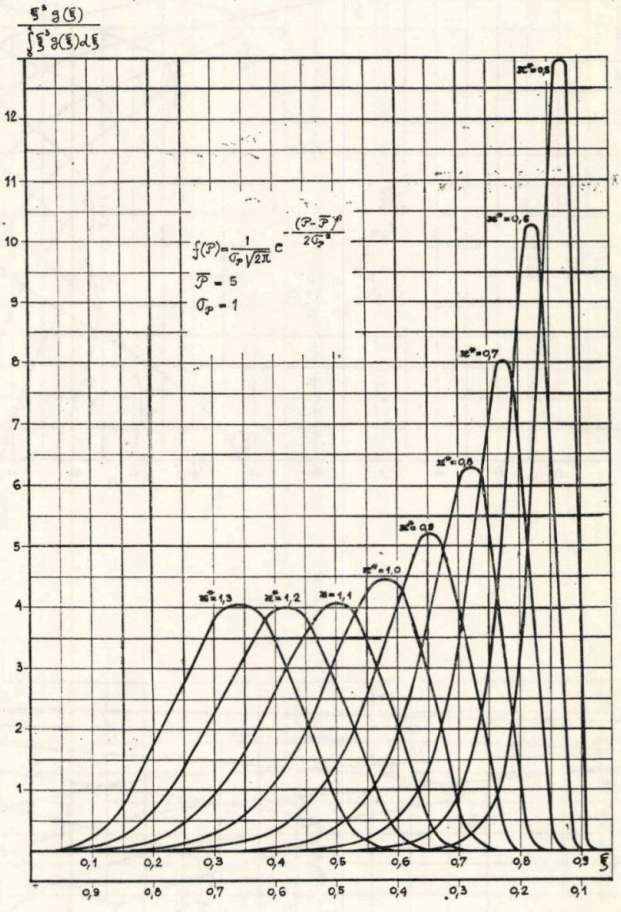


Fig. 8

Conclusions

This paper points out the possibility to apply probabilistic methods in order to describe liquid spray structure and behavior. The accuracy of such procedures depends chiefly upon the capability to express correctly, the mean phisical behavior of a single liquid droplet wich is part of a spray.

Due to the fact that the mechanism of spray formation cannot be analytically expressed, it is fairly difficult to aproximate initial conditions at the origin. However, determining experimentally droplet-size distributions, in different regions of a fully developed spray, one could fit an

adequate theoretical distribution in a form similar to that given by equation (19) and get the possibility to obtain, by an indirect way, the initial distribution functions at the spray origin. Knowing these distributions for a specific nozzle and given air parameters, the probabilistic methods can be further used to correlate design parameters with spray characteristics. This procedure will be presented in a following paper.

BIBLIOGRAPHY

1. *Bird R. B., Stewart W. E., Lightfoot E. N.*, Transport Phenomena. John Wiley & Sons. 1966.
2. *Haugen B. E.*, Probabilistic Approaches to Design. John Wiley & Sons. 1967.
3. *Ventsel H.*, Théorie des Probabilités. Ed. MIR. 1973.
4. *Williams F. A.*, Combustion Theory. Addison-Wesley, 1965.
5. *Stoenescu Al. Silaş Gh.*, Curs de Mecanică Teoretică. Ed. Tehnică, 1959.

Posibilităţi de exprimare matematică a distribuţiei dimensiunilor de picături în lungul unui jet de lichid

Lucrarea tratează posibilităţile de exprimare a structurii unui jet de lichid cu ajutorul metodelor statisticii matematice. Se determină în prealabil ecuaţia traiectoriei unei picături izolate de lichid care se evaporă în timpul mişcării sale prin aer. Ecuaţia este transpusă într-o formă adimensională evidenţiind un grupaj de parametri denumit penetranţa picăturii, care determină parcursul maxim al acesteia pînă la completa ei vaporizare. Prin prelucrarea ecuaţiei de mişcare a picăturii, cu ajutorul metodelor specifice teoriei probabilităţilor, se determină, în continuare, relaţii care permit estimarea evoluţiei structurii unui jet de lichid (distribuţia de dimensiuni de picături), în lungul acestuia pe direcţia sa de propagare.

BULETINUL INSTITUTULUI POLITEHNIC „GHEORGHE GHEORGHIU-DEJ"
BUCUREȘTI
SERIA MECANICĂ
Tomul XL — 1978, Numărul 4

ORGANE DE MAȘINI

C.Z: 621.833

RELAȚIE DE CALCUL AL SUPRAFEȚEI ACTIVE A FLANCURILOR DINȚILOR EVOLVENTICI AI UNEI ROȚI DINȚATE CILINDRICE

MIHAIL RAȘEEV*

Determinarea rezistenței limită la pitting a unui angrenaj este condiționată de alegerea unui criteriu de distrugere a flancurilor dinților. Adoptîndu-se drept criteriu de distrugere prin pitting raportul dintre suprafața ciupiturilor și suprafața activă a flancurilor dinților este necesar să se cunoască exact valoarea acesteia.

Se propune o relație analitică de calcul al suprafeței active a flancurilor dinților evolventici ai unei roți dințate cilindrice cu dinți drepți sau înclinați.

Metoda de calcul propusă permite un calcul exact și rapid al suprafeței active a flancurilor dinților evolventici ai unei roți dințate în cazul unei geometrii oarecare.

Determinarea capacității portante la pitting a angrenajelor este condiționată de alegerea unui criteriu și a unei limite care să precizeze momentul în care angrenajul încercat a ieșit din uz ca urmare a distrugerii prin pitting.

Majoritatea cercetărilor din domeniu [1, 2, 3] adoptă drept criteriu de distrugere prin pitting valoarea raportului dintre suprafața totală a ciupiturilor și suprafața activă a flancurilor dinților roții dințate. În literatura de specialitate [2] nu este însă prezentată o metodică concludentă de calcul al suprafeței active a flancurilor.

În lucrarea de față se propune o relație de calcul al suprafeței active a flancurilor dinților unei roți dințate în cazul unui angrenaj cilindric exterior cu dinți înclinați avînd dantura evolventică.

În cazul unui flanc evolventic (Fig. 1) lungimea arcului elementar este:

$$ds_{Ex} = \rho_x d\varphi_x \tag{1}$$

Ținînd cont că pentru flancul evolventic avem:

$$\rho_x = R_{bf}\varphi_x \tag{2}$$

Manuscris predat redacției la data de 30 ianuarie 1978.
* Asistent ing. Catedra Organe de mașini.

unde R_{bf} — raza cercului de bază
și integrînd de la 0 la φ_x, obținem lungimea arcului de evolventă cuprins între cercul de bază, de rază R_{bf}, și un cerc oarecare de rază R_x :

$$s_{Ex} = \int_0^{\varphi_x} ds_{Ex} = \frac{1}{2} R_{bf} \varphi_x^2 \tag{3}$$

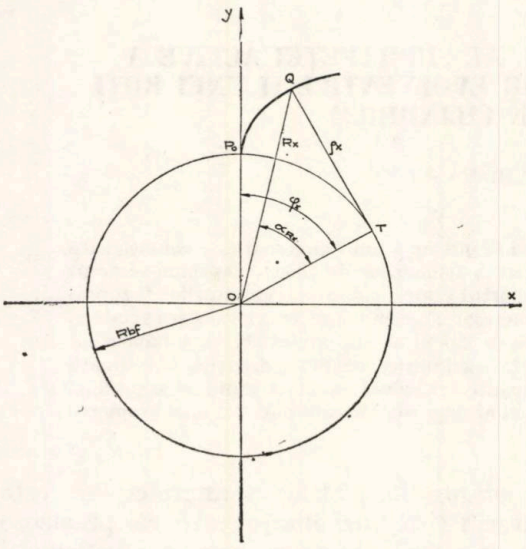


Fig. 1

Dar :

$$\varphi_x = \frac{\widehat{P_0 T}}{R_{bf}} = \frac{\rho_x}{R_{bf}} = \operatorname{tg}\alpha_{Rx} \tag{4}$$

și

$$\alpha_{Rx} = \arccos \frac{R_{bf}}{R_x} \tag{5}$$

deci în final

$$s_{Ex} = \frac{1}{2} R_{bf} \operatorname{tg}^2 \arccos \frac{R_{bf}}{R_x} \tag{6}$$

În cazul unui angrenaj cilindric exterior (Fig. 2) porțiunea activă a flancului unui dinte este delimitată la interior de cercul corespunzător începutului flancului activ (de rază R_{a_1} respectiv R_{a_2}), iar la exterior de cercul de vîrf (de rază R'_{e_1} respectiv R'_{e_2}). Rezultă deci (pe baza ecuației (6)) că lungimea porțiunii active a flancului evolventic, egală cu suprafața activă a unității de lungime a unui dinte, este dată de:

$$s_{a1,2} = \frac{1}{2} R_{bf1,2} \left(\operatorname{tg}^2 \arccos \frac{R_{bf1,2}}{R'_{e1,2}} - \operatorname{tg}^2 \arccos \frac{R_{bf1,2}}{R_{a1,2}} \right) \tag{7}$$

Suprafața activă totală a flancurilor dinților unei roți dințate cilindrice cu dinți înclinați va fi : :

$$s_{a1,2} = s_{a1,2} z_{1,2} \frac{B}{\cos \beta_0} \tag{8}$$

unde :

$s_{a1,2}$ se calculează cu relația (7)
$z_{1,2}$ — numărul de dinți ai roții dințate
B — lățimea reală de contact

β_0 — unghiul de înclinare de referinţă a dinţilor.

Fiind date elementele geometrice de bază ale angrenajului şi anume :

— distanţa dintre axe A

— modulul normal m_n

— unghiul de referinţă în plan normal α_{0n}

— unghiul de înclinare de referinţă β_0

— numerele de dinţi ale celor două roţi dinţate z_1, z_2

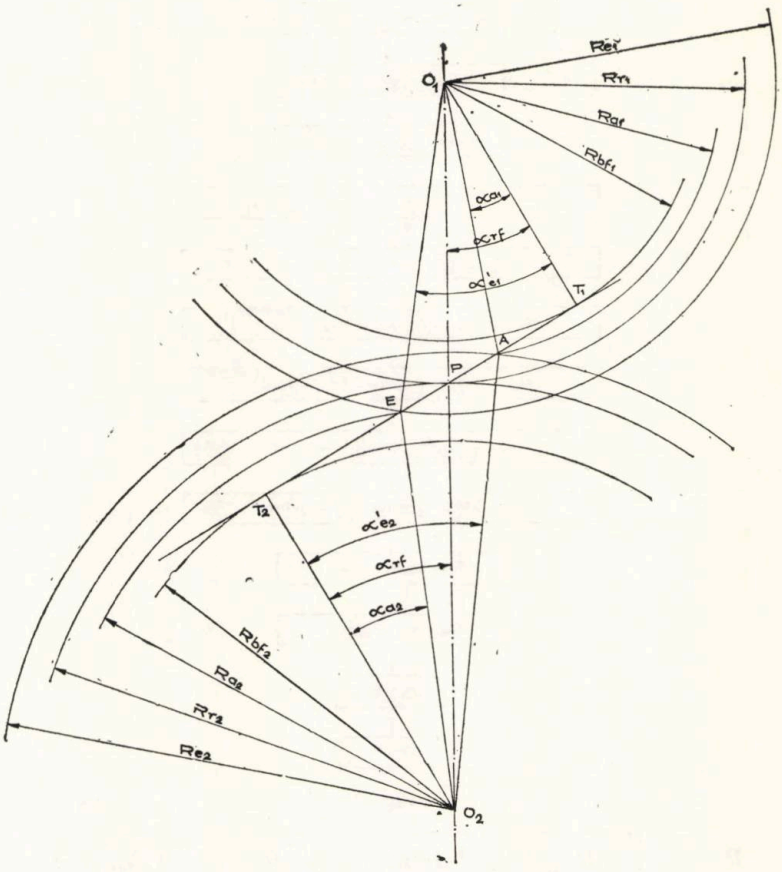


Fig. 2

— deplasările specifice în plan normal ξ_{n_1}, ξ_{n_2}

— coeficienţii înălţimii capului de referinţă f_{on_1}, f_{on_2}

— înălţimea flancării în plan frontal h_{Ff_1}, h_{Ff_2}

elementele geometrice ce intervin în relaţia (7) sînt date de :

$$R_{0f1,2} = \frac{1}{2} \frac{m_n z_{1,2}}{\cos\beta_0} \cos\alpha_{0f} \tag{9}$$

$$R'_{e1,2} = \frac{1}{2}\frac{m_n z_{1,2}}{\cos\beta_0} + m_n\left(f_{on1,2} + \xi_{n1,2}\right) - h_{Ff1,2} \tag{10}$$

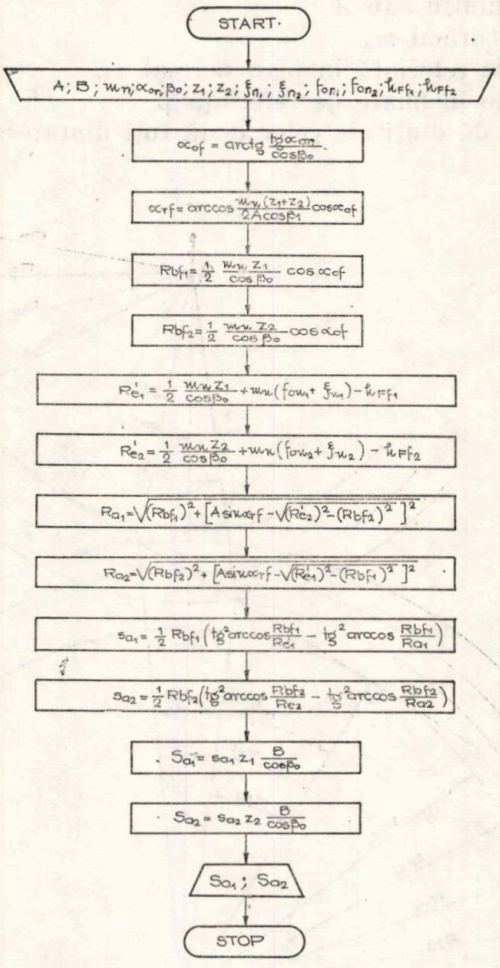


Fig. 3

$$R_{a1,2} = \sqrt{(R_{bf1,2})^2 + [A\sin\alpha_{rf} - \sqrt{(R'_{e1,2})^2 - (R_{bf1,2})^2}\,]^2} \tag{11}$$

(relaţie valabilă în lipsa interferenţei în funcţionare)
în care :

$$\alpha_{of} = \operatorname{arctg}\frac{\operatorname{tg}\alpha_{on}}{\cos\beta_0} \tag{12}$$

şi

$$\alpha_{rf} = \arccos\left[\frac{m_n(z_1+z_2)}{2A\cos\beta_0}\cos\alpha_{0e}\right] \tag{13}$$

În Fig. 3 este prezentată organigrama pentru calculul suprafeţei active a flancurilor dinţilor unei roţi dinţate cu dinţi înclinaţi.

BIBLIOGRAFIE

1. * * * Studiu asupra metodologiei şi programului de experimentări — predat de IPB Catedra Organe de maşini către ICPTCM Bucureşti în cadrul contractului: Cercetarea angrenajelor cilindrice exterioare la presiune de contact pe flancurile dinţilor din punct de vedere al: a. cuplului de materiale
b. rugozităţii flancurilor
2. *Niemann, G.*, Fersuchsergebuisse zur Zahnflanken—Tragfähigkeit
3. *Dybiec, C.*, Wälzfestigkeitsprüfung von Guseisen

Relationship for Active Surface of Involute Gear Teeth of a Cylindrical Gear

Determination of the pitting fatigue strengh of a gearing is conditioned by election of a criterion of failure. Electing as pitting failure criterion the ratio between the surface of the pits and the active surface of gear teeth it is necessary to know the exact value of the last one.

Present paper propose an analytical relationship for active surface of involute gear teeth of a cylindrical spur or helical gear.

The computing method which is proposed permits a rigorous and rapid evaluation of the active surface of involute gear teeth of a gear in general case.

BULETINUL INSTITUTULUI POLITEHNIC „GHEORGHE GHEORGHIU-DEJ"
BUCUREȘTI
SERIA MECANICĂ
Tomul XL — 1978, Numărul 4

AVIAȚIE

C.Z.: 533.6·04:629.13.014

FLUTURAREA DE ÎNCOVOIERE-RĂSUCIRE LA ARIPI DREPTE ÎN DOMENIU INCOMPRESIBIL CU CONSIDERAREA FORȚELOR AERODINAMICE CA FORȚE URMĂRITOARE

H. ASHLEY, A. PETRE *

Lucrarea se ocupă cu o continuare a studiului fluturării de încovoiere răsucire luînd în considerare și efectul rezistenței la înaintare. În lucrare sînt introduse două moduri de definire a portanței și a rezistenței la înaintare. Cea clasică definind ambele componente ca avînd o direcție fixă neafectată de mișcarea suprafeței portanței și o a doua definiție a acestor forțe ca un sistem de forțe urmăritoare portanța fiind normală la coarda aripei iar rezistența la înaintare fiind în direcția corzii, ambele forțe mișcîndu-se cu deplasările suprafeței portante. Sînt stabilite sistemele de ecuații de mișcare necesare precum și programele de calcul corespunzătoare. Rezultatele de calcul sînt date în tabele utilizînd parametri nedimensionali.

În vederea soluționării problemei, s-a stabilit sistemul de ecuați diferențiale care descriu deformația de încovoiere și cea de răsucire, ca sistem cuplat, în prezența unor forțe urmăritoare continuu repartizate.

Considerînd un element nfinit mic, de lungime ds dintr-o structură unidimensională asupra căruia acționează ca forțe exterioare o forță $\bar{f}(f_x, f_y, f_z)\,ds$ și un moment $\bar{m}(m_x, m_y, m_z)ds$, ecuațiile de echilibru, ținînd seama și de efectul deformațiilor vor fi

$$\begin{aligned} \frac{dT_x}{ds} + qT_z - rN_y + f_x &= 0 \\ \frac{dN_y}{ds} + rT_x - pT_z + f_y &= 0 \\ \frac{dT_z}{ds} + pN_y - qT_x + f_z &= 0 \end{aligned} \tag{1}$$

Manuscris predat redacției la data de 30 august 1978.

* Prof. dr. ing. Universitatea Stanford California USA; Prof. dr. ing. Catedra de Aeronave.

$$\frac{dM_z}{ds} + qM_z - rM_y + T_z + m_x = 0$$

$$\frac{dM_y}{ds} + sM_x - pM_z + my = 0 \tag{2}$$

$$\frac{dM_z}{ds} + p\,M_y - qM_x - T_x + m_z = 0$$

unde $\overline{F}(T_x, N_y, T_z)$ și $\overline{M}(M_x M_y, M_z)$ reprezintă forța și momentul în secțiunea transversală de origine a elementului considerat, iar

$$p = \frac{d^2w}{ds^2}; \qquad q = \frac{d\varepsilon}{ds}; \qquad r = \frac{d^2u}{ds^2} \tag{3}$$

reprezintă curbura, respectiv torsiunea fibrei medii al aceluiaș element.

Relațiile cunoscute între aceste mărimi și respectiv componentele de moment încovoietor și răsucire sînt

$$M_x = EI_z \frac{d^2w}{ds^2}; \qquad M_x = GI_d \frac{d\varphi}{ds}; \qquad M_z = -E\,I_z \frac{d^2u}{ds^2} \tag{4}$$

Este ușor de observat că T_x, T_z sînt componente de forță tăietoare, componenta N_y este forța axială, componentele M_x, M_z sînt momente încovoietoare iar M_y este moment de răsucire.

Cele patru sisteme de ecuații de mai sus formează un sistem de 12 ecuații cu 12 necunoscute, dacă se consideră forțele exterioare cunoscute precum și rigiditățile EI_x, EI_z și GI_d date. În principiu sistemul poate fi redus la un sistem de trei ecuații cu trei funcții necunoscute, cele două deplasări u, w și rotirea prin deformația φ.

Cele trei ecuații ale sistemului (4) constituie o primă aproximare a unei structuri unidimensionale. În aceste ecuații s-a considerat că deformațiile se datoresc în primul rînd solicitărilor produse de către momentele încovoietoare și de cele de răsucire, considerîndu-se deformațiile produse de întindere și forfecare deformații de ordinul II. De asemenea în ecuația de deformație la răsucire nu s-a considerat efectul împiedicării deplanărilor. Corecțiile respective pot fi operate relativ ușor în ecuațiile menționate.

Forțele exterioare pot depinde de deformații sau pot fi independente de aceste deformații. Deoarece sistemul de axe în care s-au scris ecuațiile de mai sus este un sistem local, forțele exprimate în aceleași coordonate vor constitui un sistem de forțe urmăritoare, orientarea acestora fiind funcție de deplasarea și rotirea elementului considerat.

În cazul suprafețelor portante, considerînd un sistem de axe central principal, este ușor de observat ca

$$EI_z \gg EI_x \tag{5}$$

În cele ce urmează se vor considera două cazuri și anume : 1) Cazul forțelor conservative, caz în care se consideră existența unei singure forțe exterioare repartizate după o lege oarecare, dar constante ca direcție $f_0 = f_0(y)$ astfel încît

$$f_x = f_0 \cos \varphi = f_0 ; \quad f_z = f_0 \sin \varphi = f \cdot \varphi ; \quad f_y = m_x = m_y = m_z = 0 \tag{6}$$

2) Cazul forțelor urmăritoare, în care aceeași forță este considerată că urmărește deformațiile elementului pe care acționează astfel încît

$$\begin{gathered} f_x = f_0 \\ f_y = f_z = m_x = m_y = m_z = 0 \end{gathered} \tag{7}$$

Considerînd cazul micilor deformații, în fiecare ecuație a sistemului se vor păstra numai termenii de același ordin de mărime în deformații.

Deoarece s-a acceptat ca $EI_z \gg EI_x$ rezultă că

$$r \ll p, q \tag{8}$$

astfel încît termenii ce conțin componenta r vor fi considerați de ordin de mărime secundar.

Din prima ecuație a sistemului (1) se obține în ambele cazuri

$$\frac{dT_x}{ds} = -f_x \tag{9}$$

Rezultă că termenul T_x este de prim ordin de mărime.

Din ecuația a doua și a treia a sistemului (1), rezultă că N_y este de al treilea ordin de mărime. T_z este de al doilea ordin de mărime și este definită de

$$\frac{dT_z}{d\varphi} = \frac{ds}{ds} T_x - \varphi f_0 \qquad \text{pentru cazul 1)} \tag{10}$$

$$\frac{dT_z}{ds} = \frac{d\varphi}{ds} T_x \qquad \text{pentru cazul 2)} \tag{11}$$

Din a treia ecuație a sistemului (2) se obține

$$\frac{dM_z}{ds} = T_x \tag{12}$$

ambii termeni fiind de prim ordin de mărime.

Celelalte două ecuații ale sistemului (2) conțin următorii termeni de același ordin de mărime

$$\frac{dM_x}{ds} + qM_z + T_z = 0$$

$$\frac{dM_y}{ds} - pM_z = 0 \tag{13}$$

Utilizînd ecuațiile (9)—(12), pentru primul caz se obține

$$EI_z \frac{d^2u}{ds^2} + M_z = 0$$

$$\frac{d}{ds}\left(GI_d \frac{d\varphi}{ds}\right) - \frac{d^2w}{ds^2} M_z = 0 \tag{14}$$

$$\frac{d^2}{d_s^2}\left(EI_x \frac{d^2w}{ds^2}\right) + \frac{d^2}{ds^2}(M_z\, \varphi) = 0$$

iar pentru cazul 2) rezultă

$$EI_z \frac{d^2w}{ds^2} + M_z = 0$$

$$\frac{d}{ds}\left(GI_d \frac{d\varphi}{ds}\right) - \frac{d^2w}{ds^2} M_z = 0 \tag{15}$$

$$\frac{d^2}{ds^2}\left(EI_z \frac{d^2w}{ds^2}\right) + \frac{d^2\varphi}{ds^2} M_z + 2 \frac{d\varphi}{ds} T_x = 0$$

Aceste două sisteme de ecuații permit exprimarea efectului rezistenței la înaintare asupra fenomenului de fluturare, fie ca o forță conservativă de direcție constantă prin sistemul (14) fie ca o forță urmăritoare, prin sistemul (15).

Este de observat că prima ecuație din ambele sisteme reprezintă ecuația diferențială de încovoiere în planul suprafeței portante și nu pune probleme deosebite. Deformațiile în acest plan nu joacă nici un rol în problemele de aeroelasticitate studiate.

Celelalte două ecuații din ambele sisteme sînt cele care determină fenomenul de fluturare în ambele ipoteze.

Considerînd în continuare efectul tuturor forțelor aerodinamice, deci și efectul portanței, cele două ecuații ale celor două sisteme vor trebui completate în mod corespunzător. Va trebui în primul rînd să se definească

datele de intrare. Considerarea sistemului (15) ca punct de plecare prezintă unele avantaje și anume, în primul rînd acela că se poate considera rezistența la înaintare ca o forță aproximativ constantă. În orice caz sistemul de date de intrare (6) se va completa în modul următor : Dacă se consideră definiția clasică a portanței și rezistenței la înaintare, respectiv dacă cele două componente se consideră de direcție constantă și anume normala, respectiv în direcția vitezei de la infinit și dacă se notează cele două componente respectiv cu L și D ca forte pe unitate de anvergură se obține

$$f_x = D\,; \quad f_z = D\varphi + L\,; \quad m_y = Le + De\varphi \tag{16}$$

iar sistemul de ecuații (14), respectiv ultimele două ecuații din acest sistem vor fi de forma

$$\begin{gathered} \frac{d^2}{dy^2}\left(EI_x \frac{d^2w}{dy^2}\right) + \frac{d^2}{dy^2}(M_z\,\varphi) - L = 0 \\ \frac{d}{dy}\left(GI_d \frac{d\varphi}{dy}\right) - \frac{d^2w}{dy^2} M_z + Le + De\varphi = 0 \end{gathered} \tag{17}$$

În acest sistem s-a considerat că între poziția rezultantei forțelor aerodinamice și axa elastică a suprafeței portante există o distanță e. Expresia momentului încovoietor M_z dat de rezistența la înaintare depinde de modul de fixare a suprafeței portante și de poziția sistemelor de propulsie. Pentru o suprafață portantă în consolă, antrenată din poziția de încastrare, expresia acestui moment va fi

$$M_z = \frac{(l-y)^2}{2} f_0 = -\frac{(l-y)^2}{2} D \tag{18}$$

În aceleași condiții, dacă se considera ca date de intrare, în loc de portanță o componentă totală normală pe coarda P, iar ca rezistență la înaintare rezultanta după coarda R, sistemul (6) devine

$$f_x = R\,; \quad f_z = p\,; \quad m_y = pe \tag{19}$$

iar ecuațiile diferențiale de încovoiere și răsucire vor fi

$$\begin{gathered} \frac{d^2}{dy^2}\left(EI \frac{d^2w}{dy^2}\right) + \frac{d^2}{dy^2}(M_z\varphi) - p + R\varphi = 0 \\ \frac{d}{dy}\left(GI_d \frac{d\varphi}{dy}\right) - \frac{d^2w}{dy^2} M_z + pe = 0 \end{gathered} \tag{20}$$

Ultimul termen din prima ecuație apare prin completarea termenului al doilea al aceleiași ecuații.

Revenind la problema fluturării de încovoiere răsucire a suprafeţelor portante, acceptînd ideia că portanta şi rezistenţa la înaintare sînt forţe urmăritoare, respectiv considerînd ca date de intrare forţele normale pe coardă şi forţele în planul corzii, ecuaţiile diferenţiale de deformaţie vor fi

$$\frac{\partial^2}{\partial y^2}\left[(1+ig)EI\frac{\partial^2 w}{\partial y^2}\right]+m\frac{\partial^2 w}{\partial t^2}+s\frac{\partial^2\varphi}{\partial t^2}p_a(w,\varphi)+R\varphi+$$

$$\frac{\partial^2}{\partial y^2}(M_z\varphi)=0$$

$$\frac{\partial}{\partial y}\left[\left((1+ig)GI_d\frac{\partial\varphi}{\partial y}\right]-J\frac{\partial^2\varphi}{\partial t^2}-s\frac{\partial^2 w}{\partial t^2}+m_a(w,\varphi)-M_2\frac{\partial^2 w}{\partial y^2}=0\right. \tag{21}$$

Pentru a se obţine viteza critică de fluturare, la limita de stabilitate dinamica, se vor introduce soluţii de forma

$$w(y,t)=w(t)\,e^{iwt}$$
$$\varphi(y,t)=\varphi(y)\,e^{iwt} \tag{22}$$

Sistemul de ecuaţii dferenţiale se va scrie

$$(1+ig)\frac{d^2}{dy^2}\left[EI\frac{d^2w(y)}{dy^2}\right]-w^2mw(y)-w^2s\varphi(y)-$$

$$-I_a(w,\varphi)+R\varphi+\frac{d^2}{dy^2}[M_z(\varphi(y)]=0$$

$$(1+ig)\frac{d}{dy}GI_d\frac{d\varphi(y)}{dy}+w^2J\,\varphi(y)+w^2sw(y)+ \tag{21}$$

$$+m_a(w,\varphi)-M_z\frac{d^2w(y)}{dy^2}=0$$

Se vor utiliza următorii parametri adimensionali

$$M=\frac{m}{\pi\rho b^2};\qquad i_\alpha=\frac{J}{mb^2};\qquad A=\frac{1}{2}+a;\qquad S=\frac{s}{mb};$$

$$p=\frac{EIb^2}{GI_d\,l^2};\qquad C=\frac{C_x}{\dfrac{dC_z}{di}} \tag{22}$$

Ca parametri necunoscuți se va utiliza viteza adimensională

$$X_k = \frac{1}{k} = \frac{V}{b\omega} \tag{23}$$

și un parametru complex conținînd frecvența

$$Z = (1 + ig)\frac{GI_d}{Jl^2\omega^2} \tag{24}$$

Cu aceste notații ecuațiile diferențiale de deformație pentru suprafața portantă considerată vor fi

$$\frac{d^4w(y)}{dy^4} = [(A_1 + iA_2)\,w(y) + (A_3 + iA_4)\,\varphi(y)]\frac{1}{2} - A_9 \cdot \frac{1}{2}\frac{d^2}{dy^2}[(1-y)^2\varphi(y)] = 0 \tag{25}$$

$$\frac{d^2\varphi}{dy^2} + [(A_5 + iA_6)\,w(y) + (A_7 + iA_8)\,\varphi(y)]\frac{1}{2} + A_{10}\,\frac{g}{10}\frac{g^2w}{dy^2} = 0$$

unde

$$A_1 = \frac{1}{pi_\alpha}\left[1 + \frac{1}{M}(1 + 2X_kG_k)\right]$$

$$A_2 = -\frac{1}{pMi_\alpha}2X_kF_k$$

$$A_3 = \frac{1}{pi_\alpha}\left\{S + \frac{1}{M}\left[\frac{1}{2} + 2X_kG_k - 2X_k^2(1-C)\,F_k - A(1 + 2X_kG_k\right]\right\}$$

$$A_4 = \frac{1}{pMi_\alpha}\left[2AF_k - 1 - 2F_k - 2X_kG_k\right]X \tag{26}$$

$$A_5 = \frac{1}{T_\alpha}\left\{S + \frac{1}{M}\left[\frac{1}{2} - A(1 + 2X_kG_k)\right]\right\}$$

$$A_6 = \frac{1}{Mi_\alpha}2A\,X_kG_k$$

$$A_7 = 1 + \frac{1}{Mi_\alpha}[0{,}375 - A(1 + 2X_kG_k - 2X^2F_k) + A^2(1 + 2AG_k)]$$

$$A_8 = \frac{1}{Mi_\alpha}[-1 + A(1+2F_k+2X_kG_k) - 2X^2F_k]X_k$$

$$A_9 = \frac{C}{pMi_\alpha}X_k^2$$

$$A_{10} = \frac{2C}{Mi_\alpha}X_k^2$$

În aceste expresii F_k și G_k sînt respectiv componentele reale și cele imaginare ale funcției lui Theodorsen.

Este de menționat că expresiile de mai sus sînt stabilite în ipoteza că suprafața portantă este în consola, este de secțiune constantă iar regimul aerodinamic este incompresibil, admițînd pentru calculul forțelor aerodinamice ipoteza de fîșie, respectiv ipoteza că o deformație locală produce o variație de forță aerodinamică tot locală.

Ecuațiile integrale corespunzătoare sistemului de mai sus vor fi

$$w(y) = \frac{1}{z}\left\{\int_0^l G_w(y, \eta)\,[(A_2 + iA_2)w(y) + (A_3 + iA_4)\,\varphi(\eta)]\,d\eta + \right.$$

$$\left. + A_9\int_0^l D_w(y, \eta)\;\varphi(\eta)\,d\eta\;\right\} \tag{27}$$

$$\varphi(y) = \frac{1}{z}\left\{\int_0^l G_\varphi(y, \eta)[(A_5 + (iA_6)\,w(\eta) + (A_7 + iA_8)\,\varphi(\eta)]d\eta + \right.$$

$$\left. + A_{10}\int_0^l D_\varphi(y, \eta)\,w(\eta)d\eta\right.$$

Operatorii care apar în aceste ecuații integrale sînt funcțiile Green, notate cu G și funcții speciale introduse pentru calculul efectului rezistenței la înaintare, notate cu D. Expresiile lor, pentru cazul considerat sînt

$$\int_0^l G_w(y, \eta)f(\eta)\,d\eta = \int_0^y \frac{\eta^2}{6}(3y - \eta)\,f(\eta)\,d\eta + \int_y^l \frac{y^2}{6}(3\eta - y)\,f(\eta)\,d\eta$$

$$\int_0^l G_\varphi(y, \eta)\,f(\eta)\,d\eta = \int_0^y \eta f(\eta)\,d\eta + \int_0^e yf(\eta)\,d\eta \tag{28}$$

$$\int_0^l D_w(y, \eta) f(\eta)\, d\eta = \int_0^y (y - \eta)(1 - \eta)^2 - f(\eta)\, d\eta$$

$$\int_0^l D_\varphi(y, \eta) f(\eta)\, d\eta = \int_0^y (3\eta - 2) f(\eta)\, dy + \int_y^1 g f(\eta) d\eta - \frac{(1 - y)^2}{2} f(y)$$

În sistemul de ecuații (27), cu excepția operatorilor de mai sus și a termenilor $A_1 - A_{10}$ toate celelalte funcții sînt complexe, evident pentru cazul general.

Soluționarea problemei se va face prin metode directe, astfel încît să se poată creia o bază pentru dezvoltări ulterioare în exprimarea atît a forțelor aerodinamice cît și a forțelor elastice.

Sub forma matricială sistemul (27) se va scrie

$$-z\{w\} + (A_1 + iA_2)\|G_w\|\{w\} + (A_3 + iA_4)\|G_w\|\{\varphi\} + A_9\|D_w\|\{\varphi\} = 0$$

$$-z\{\varphi\} + (A_5 + iA_6)\|G_\varphi\|\{w\} + (A_7 + iA_8)\|G_\varphi\|\{\varphi\} + A_{10}\|D_\varphi\| = \{w\} = 0 \tag{29}$$

Notînd

$$\begin{aligned} A_{11} &= (A_1 + iA_2)\{\|G_w\|\} \\ A_{12} &= (A_3 + iA_4)\|G_w\| + A_9\|D_w\| \\ A_{21} &= (A_5 + iA_6)\|G_\varphi\| + A_{10}\|D_\varphi\| \\ A_{22} &= (A_7 + iA_8)\|G_\varphi\| \end{aligned} \tag{30}$$

sistemul (29) se va scrie

$$\begin{Vmatrix} A_{11} & A_{12} \\ A_{21} & A_{22} \end{Vmatrix} \begin{Bmatrix} w \\ \varphi \end{Bmatrix} = z \begin{Bmatrix} w \\ \varphi \end{Bmatrix} \tag{31}$$

În expresiile de mai sus, $\|G_w\|$, $\|G_\varphi\|$, $\|D_w\|$, $\|D_\varphi\|$, sînt matrici patrate iar $\{w\}$, $\{\varphi\}$ sînt matrici coloană, respectiv vectori.

Soluționarea problemei sub această formă se va face direct, determinînd valorile proprii ale matricii complexe $\|A_{ij}\|$ din (31). În acest scop s-a alcătuit programul de calcul denumit DRAG 7.

Concluzii

Volumul mare de calcule necesar determinării vitezei critice de fluturare face dificilă explorarea întregului domeniu de variație a parametrilor de intrare care definesc suprafața portantă și regimul aerodinamic. Din acest motiv s-a luat în considerare în primul rînd diferite combinații ale

acestor parametri, pentru a se putea urmări în linii mari variația vitezei critice de fluturare precum și efectele rezistenței la înaintare pentru fiecare combinație în parte. Principalele rezultate sînt prezentate în tabela 1. Rezultatele de calcul din acest tabel sînt obținute cu ajutorul programelor DRAG 4 și DRAG 7. Programul DRAG 4 a fost utilizat pentru valori mai mari ale parametrului p. Valoarea lui N s-a luat 10 iar defazarea între moduri s-a considerat cea de la vîrful suprafeței portante. Pentru vectorii de deformație s-a luat cazul cel mai general și anume cazul componentelor complexe. Cu ajutorul programului de calcul DRAG 7 s-a calculat cazurile valorilor mici pentru p cazuri în care programul DRAG 4 nu prezintă o convergență suficientă. Deoarece programul DRAG 7 necesită pentru aceeași precizie, respectiv același N un timp de calcul de cîteva sute de ori mai mare decît programul DRAG 4, s-a luat pentru N valoarea 5, rezultînd o matrice de ordinul 10.

Tabela 1

P	M	i_α	S	A	g	C	$\frac{Vl}{b}\sqrt{\frac{J}{GI_d}}$	$\omega l\sqrt{\frac{J}{GI}}$	tan δ
						0.00	4.032	0.886	
0.004	10	0.25	0.1	0.1	0.0	0.02	3.953	0.919	
						0.04	3.993	0.930	
						0.00	5.268	0.882	
0.004	20	0.25	0.1	0.1	0.0	0.02	5.082	0.923	
						0.04	5.056	0.937	
						0.00	7.127	0.875	
0.004	40	0.25	0.1	0.1	0.0	0.02	6.797	0.919	
						0.04	6.715	0.934	
						0.00	10.876	0.858	
0.004	100	0.25	0.1	0.1	0.0	0.02	10.277	0.903	
						0.04	10.105	0.916	
						0.00	9.914	0.889	
0.004	40	0.25	0.1	0.0	0.0	0.02	8.984	0.975	
						0.04	8.925	0.994	
						0.00	5.918	0.865	
0.004	40	0.25	0.1	0.2	0.0	0.02	5.750	0.894	
						0.04	5.699	0.904	
						0.00	7.084	0.907	
0.004	40	0.25	0.2	0.0	0.0	0.02	6.865	0.941	
						0.04	6.837	0.952	
						0.00	5.923	0.892	
0.004	40	0.25	0.2	0.1	0.0	0.02	5.818	0.912	
						0.04	5.800	0.920	
						0.00	7.238	0.855	
0.400	40	0.25	0.1	0.1	0.02	0.02	6.876	0.906	
						0.04	6.790	0.923	
						0.00	7.901	0.990	
0.004	40	0.35	0.1	0.1	0.0	0.02	7.419	1.041	
						0.04	7.287	1.057	
						0	2.699	1.309	−0.300
0.4	10	0.25	0.1	0.1	0	0.02	2.753	1.305	−0.292
						0.04	2.823	1.300	−0.284
						0	3.220	1.307	−1.451
0.4	20	0.25	0.1	0.1	0	0.02	3.245	1.304	−1.437
						0.04	3.275	1.301	−1.412

TABELA 1 (continuare)

P	M	i_α	S	A	g	C	$\frac{Vl}{b}\sqrt{\frac{J}{GI_\alpha}}$	$\omega l\sqrt{\frac{J}{GI_d}}$	tan φ
						0	4.155	1.296	−0.812
0.4	40	0.25	0.1	0.1	0	0.02	4.176	1.294	−0.806
						0.04	4.199	1.293	−0.800
						0	6.082	1.274	−0.412
0.4	100	0.25	0.1	0	0.1	0.02	6.108	1.273	−0.411
						0.04	6.136	1.273	−0.410
						0	4.664	1.295	−0.820
0.4	40	0.25	0.1	0	0	0.02	4.713	1.293	−0.878
						0.04	4.772	1.297	−0.817
						0	3,795	1.297	−0.825
0.4	40	0.25	0.1	0.2	0	0.02	3.805	1.295	−0.876
						0.04	3.876	1.294	−0.808
						0	3.372	1.293	−0.879
0.4	40	0.25	0.1	0.4	0	0.02	3.314	1.292	−0.867
						0.04	3.315	1.292	−0.855
						0	4.388	1.354	−1.041
0.4	40	0.25	0.2	0	0	0.02	4.383	1.352	−1.027
						0.04	4.378	1.350	−1.014
						0	4.085	1.348	−1.247
0.4	40	0.25	0.2	0.1	0	0.02	4.078	1.347	−1.220
						0.04	4.071	1.345	−1.200
						0	3.850	1.339	−1.538
0.4	40	0.25	0.2	0.1	0	0.02	3.842	1.338	−1.505
						0.04	3.835	1.337	−1.474
						0	4.246	1.290	−0.897
0.4	40	0.25	0.1	0.1	0.02	0.02	4.271	1.288	−0.892
						0.04	3.300	1.287	−0.887
						0	3.535	1.466	−1.822
0.4	40	0.25	0.1	0.1	0	0.02	3.537	1.464	−1.778
						0.04	3.540	1.463	−1.737
						0.00	4.070	0.903	−0.909
0.04	10	0.25	0.1	0.1	0	0.02	4.510	0.910	
						0.04		0.993	
						0	5.274	0.889	−0.569
0.04	20	0.25	0.1	0.1	0	0.02	5.687	0.896	−0.588
						0.04	6.534	0.909	
						0	7.159	0.870	−0.364
0.04	40	0.25	0.1	0.1	0	0.02	7.647	0.878	−0.379
						0.04	8.521	0.892	−0.404
						0	11.039	0.829	−0.204
0.04	100	0.25	0.1	0.1	00.1	0.02	11.798	0.847	−0.215
						0.04	13.071	0.858	
						0	9.872	0.898	−0.493
0.04	40	0.25	0	0	0	0.02			
						0.04			
						0	5.958	0.853	−0.303
0.04	40	0.25	0.1	0.2	0	0.02	6.123	0.857	−0.309
						0.04	6.324	0.860	−0.315
						0	4.767	0.820	−0.236
0.04	40	0.25	0.1	0.4	0	0.02	4.818	0.822	−0.238
						0.04	4.863	0.824	−0.239
						0	7.145	0.898	−0.362
0.04	40	0.25	0.2	0	0	0.02	7.522	0.904	−0.373
						0.04	8.102	0.912	−0.390

Tabela 1

P	M	i_α	S	A	g	C	$\frac{Vl}{b}\sqrt{\frac{J}{GI_\gamma}}$	$\omega l\sqrt{\frac{J}{GI_d}}$	tan σ
						0	5.985	0.877	−0.311
0.04	40	0.25	0.2	0.1	0	0.02	6.118	0.879	−0.315
						0.04	6.275	0.880	−0.320
						0	5.286	0.859	−0.277
0.04	40	0.25	0.2	0.2	0	0.02	5.350	0.859	−0.279
						0.04	5.420	0.860	−0.287
						0	7.235	0.851	−0.283
0.04	40	0.25	0.1	0.1	0.02	0.02	7.771	0.861	−0.400
						0.04			
						0	7.924	0.978	−0.370
0.04	40	0.35	0.1	0.1	0	0.02	8.440	0.984	−0.386
						0.04	9.378	0.996	−0.473

Prin reducerea numărului N în general se obțin viteze critice de fluturare ușor mai mici decît cele pentru valori mari ale lui N, respectiv pentru o precizie mai mare.

Parametrul care conduce la variații importante ale vitezei critice de fluturare este parametrul p, mărime afectată în primul rînd de alungirea suprafeței portante. Dînd celorlalți parametri o valoare realistă și variind valoarea parametrului p se obțin rezultate interesante în privința vitezei critice de fluturare. Principalele rezultate obținute sînt date în tabela 2. Se observă că la apropierea schimbării modurilor de deformație la încovoiere se obțin efecte importante introduse de rezistența la înaintare. Se observă că pentru valori ale lui p mai mari decît 0.01 pentru cazul analizat, rezistența la înaintare conduce la o creștere a vitezei critice de fluturare cu cca. 8% pentru $C = 0.02$ și creșteri cu cca. 18% pentru $C = 0.04$. Pentru valori ale lui p mai mici decît 0.01 rezistența la înaintare reduce viteza critică de fluturare cu cca. 14 — 15% pentru $C = 0.02$ și cu cca. 18% pentru $C = 0.04$. Efecte apreciabile ale rezistenței la înaintare asupra vitezei critice de fluturare au loc pentru domeniul de variație a lui p cuprins între cca. 0.002 și 0.2, peste aceste valori efectele rezistenței la înaintare fiind de mai mică importanță.

În legătură cu definirea componentelor de intrare a forțelor aerodinamice ca forțe de direcție constantă sau ca forțe urmăritoare, se pot trage următoarele concluzii:

În tabela 3 sînt date rezultatele principale obținute în cazurile în care efectul rezistenței la înaintare asupra vitezei critice de fluturare este maxim.

Cazul B prezintă rezultatele obținute pentru forțe aerodinamice definite ca avînd direcție fixă.

Cazul C prezintă rezultatele obținute pentru forțe aerodinamice definite ca forțe urmăritoare.

Cazul A prezintă rezultatele obținute neglijînd efectele locale ale rezistenței la înaintare în comparație cu portanța, respectiv neglijînd

Tabela 2

$M = 40$, $i_\alpha = 0{,}25$ $S = 0.1$, $A = 0.1$, $g = 0.0$

p	C	$\frac{Vl}{b}\sqrt{\frac{J}{GI_d}}$	$Vl\sqrt{\frac{J}{GI_d}}$	P	C	$\frac{Vl}{b}\sqrt{\frac{J}{GI}}$	$\omega l\sqrt{\frac{J}{GI_d}}$
	0.00	7.342	0.824		0.00	6.721	0.926
0.001	0.02	7.290	0.836	0.08	0.02	7.068	0.927
	0.04	7.324	0.810		0.04	7.641	0.931
	0.00	7.277	0.834		0.00	6.515	0.952
0.002	0.02	7.128	0.854	0.1	0.02	6.812	0.953
	0.04	7.125	0.856		0.04	7.274	0.955
	0.00	7.127	0.875		0.00	5.589	1.077
0.004	0.02	6.797	0.919	0.2	0.02	5.725	1.075
	0.04	6.715	0.934		0.04	5.901	1.074
	0.00	7.139	0.923		0.00	4.155	1.296
0.006	0.02	6.537	1.001	0.4	0.02	4.176	1.294
	0.04	6.395	1.019		0.04	4.199	1.293
	0.00	7.429	0.893		0.00	3.146	1.494
0.007	0.02	6.457	1.041	0.6	0.02	3.141	1.493
	0.04	6.277	1.061		0.04	3.136	1.492
	0.00	6.535	0.858		0.00	2.424	1.676
0.008	0.02	6.446	1.078	0.8	0.02	2.415	1.675
	0.04	1.198	1.102		0.04	2.406	1.675
	0.00	7.541	0.844		0.00	2.189	1.835
0.009	0.02	6.629	1.101	1.0	0.02	2.183	1.835
	0.04	6.183	1.139		0.04	2.176	1.834
	0.00	7.527	0.838		0.00	3.155	1.959
0.01	0.02	7.880	0.964	1.2	0.02	3.164	1.958
	0.04	6.333	1.167		0.04	3.174	1.956
	0.00	7.440	0.835		0.00	4.604	2.062
0.015	0.02	8.054	0.874	1.4	0.02	4.662	2.059
	0.04	6.804	0.926		0.04	4.705	2.056
	0.00	7.366	0.840		0.00	6.003	2.158
0.02	0.02	7.960	0.863	1.6	0.02	6.116	2.154
	0.04	8.882	0.898		0.04	6.249	2.149
	0.00	7.159	0.870		0.00	7.323	2.251
0.04	0.02	7.647	0.878	1.8	0.02	7.533	2.246
	0.04	8.521	0.892		0.04	7.854	2.239
	0.00	6.934	0.898		0.00	8,580	3.343
0.06	0.02	7.344	0.902	2.0	0.02	8.921	2.336
	0.04	8.058	0.908				

în sistemul (17) termenul $De\ \varphi$ față de LC ca moment de răsucire repartizat, sau neglijînd în sistemul (20) termenul $R\varphi$ față de P ca sarcini repartizate.

Se poate observa că indiferent de modul în care rezistența la înaintare afectează viteza critică de fluturare, cazul C conduce întotdeauna la viteze critice de fluturare ușor mai mari decît cazul B. Această creștere a vitezei critice de fluturare prin considerarea parametrilor de intrare necesari cazului C conduce la creșteri de pînă la 2—3% față de cazul C Cazul A poate fi considerat un caz intermediar, conducînd la valori ușor mai mari decît cele obținute în cazul B și ceva mai mici decît în cazul C.

Rezultatele obținute în tabelele 1 și 2 sînt calculate în cazul A.

Dacă se dorește obținerea de rezultate de precizie tehnică satisfăcătoare, se poate deci lua în considerare, fără erori prea mari, cazul A. Dacă datele de intrare sînt foarte bine precizate și se dorește obținerea unei precizii ridicate în calculul vitezei critice de fluturare, se poate alege după caz, varianta definită de cazurile B sau C. Aceste variante vor afecta termenii A_2 respectiv A_3 din programul principal.

Tabela 3

	$M = 40$	$i\alpha = 0.25$	$S = 0.1$	$A = 0.1$ $g = 0.0$
p	C	Cazul	$\frac{Vl}{b}\sqrt{\frac{I}{GI_d}}$	$\omega l\sqrt{\frac{I}{GI_d}}$
0.004	0.00	A	7.127	0.875
		B	7.127	0.875
		C	7.127	0.875
	0.02	A	6.797	0.919
		B	6.773	0.918
		C	6.843	0.917
	0.04	A	6.715	0.934
		B	6.668	0.931
		C	6.813	0.930
0.008	0.00	A	7.535	0.858
		B	7.535	0.858
		C	7.535	0.858
	0.02	A	6.446	1.078
		B	6.430	1.077
		C	6.515	1.075
	0.04	A	6.198	1.102
		B	6.164	1.100
		C	6.323	1.073
0.015	0.00	A	7.440	0.835
		B	7.440	0.835
		C	7.440	0.835
	0,02	A	8.054	0.874
		B	8.018	0.870
		C	8.120	0.870
	0,04	A	8.804	0.926
		B	8.731	0.915
		C	8.997	0.918

Bending-torsion Flutter on Straight wing in Incompressible Field Using Aerodinamic Forces as Follower System

The paper diels with a continuation of the study of bending-torsion flutter taking into account the drag effects. Are included two kind of definition of drag and lift. The clasical one defining both components as having a constant direction being not related to the lift surfaces. The secund one use the definition of these forces as a follower system, the lift being orthogonal to the wing chord and the drag being always in the chord direction, both forces moving with the wing displacement. Are derrived the needed system of movement equations and computer programs. The results are given in tables using nondimensional parameters.

BULETINUL INSTITUTULUI POLITEHNIC „GHEORGHE GHEORGHIU-DEJ"
BUCUREȘTI
SERIA MECANICĂ
Tomul XL — 1978, Numărul 4

REZISTENȚA MATERIALELOR

C.Z.: 620.174:681.3.06

CALCULUL LA ÎNCOVOIERE AL GRINZILOR CONTINUI PE REAZEME ELASTICE LUNGI

LUCIA FETCU, I. CONSTANTINESCU*

Se prezintă un algoritm pentru calculul la încoviere al grinzilor continui pe reazeme elastice lungi și programul FORTRAN elaborat pe baza acestuia. Se exemplifică rezolvarea unei probleme în acest mod și se formulează unele concluzii.

Introducere

Calculul de rezistență al unor organe de mașini sau al unor elemente de construcții conduce deseori la necesitatea determinării eforturilor și deformațiilor unei grinzi continui care are o rezemare elastică pe toată lungimea, sau numai pe porțiuni. Este cazul arborilor cu lagăre de alunecare, al șasiurilor unor instalații montate pe fundație elastică sau al unor categorii de fundații ce se pot considera grinzi solicitate la încovoie într-un singur plan.

În lucrările [1], [2], [3] s-au prezentat cîteva metode pentru calculul unor grinzi cu reazeme elastice lungi și s-a argumentat prin exemplificări adecvate oportunitatea aplicării în construcția de mașini a unor astfel de scheme de încărcare și rezemare.

O soluție mult mai generală a problemelor privind calculul grinzilor drepte este prezentată în lucrarea [4]. Aproximînd fibra medie deformată prin curbe de gradul doi care încadrează curba reală cu precizia dorită, autorul elaborează un program FORTRAN pentru toate situațiile de încărcare și rezemare ale barelor drepte, utilizabil și la rezolvarea cazului tratat în lucrarea de față.

Deoarece prin restrîngerea ipotezelor de încărcare devine posibilă integrarea ecuației diferențiale a fibrei medii deformate pentru grinda pe mediu elastic, în cele ce urmează se prezintă algoritmul și programul FORTRAN pentru calculul eforturilor și deformațiilor pornind de la soluția exactă a problemei.

Manuscris predat redacției la data de 16 februarie 1976.

* Șef lucrări ing.; Conf. dr. ing. la Catedra de rezistența materialelor.

1. Ipoteze

Calculul grinzii se face considerînd următoarele ipoteze :

— grinda este dreaptă, încărcată cu un sistem oarecare de sarcini transversale format din sarcini uniform distribuite, forţe concentrate şi cupluri, aflate într-un singur plan, acesta conţinînd una din direcţiile principale de inerţie ale tuturor secţiunilor grinzii ;

— grinda are o rezemare elastică pe toată lungimea sau pe un număr oarecare de porţiuni ale acesteia ;

— rezemarea elastică este de tip Winkler şi are acţiune bilaterală.

2. Algoritmul de calcul al grinzii

Algoritmul este elaborat pe baza generalizării metodei de calcul prezentate în lucrarea [2].

Grinda se împarte în n tronsoane, astfel ca pe lungimea fiecărui tronson sarcina distribuită, constanta elastică a rezemării şi rigiditatea la încovoiere a grinzii să fie constante ; forţele şi momentele concentrate se pot aplica numai la extremităţile tronsoanelor, cu excepţia capetelor grinzii care s-au considerat fără sarcini concentrate (fig. 1).

Pentru tronsonul de rang i, cuprins între secţiunile $i-1$, i, notaţiile sînt cele din figura 2.

Se precizează că fiecare tronson este raportat la un sistem propriu de coordonate x — v, cu originea în extremitatea stîngă.

Într-o secţiune x a tronsonului i al grinzii, deformaţiile v_x, Φ_x şi eforturile M_x, T_x, sînt elementele matricei coloană $||v_x||$, definită de relaţia [2] :

$$||v_x|| = ||V_x|| \times ||v_{i-1}|| + ||q_x||, \tag{1}$$

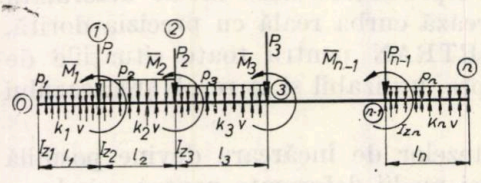


Fig. 1

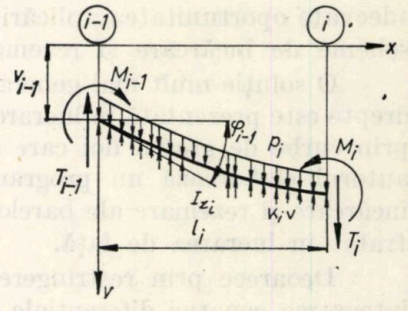


Fig. 2

în care : $||V_x||$ este matr icea formată cu soluţiile fundamentale ale ecuaţiei fibrei medii deformat e ;

$||v_{i-1}|| = ||v_{x=0}||$ — matricea parametrilor iniţiali ;

$||q_x||$ — matricea termenilor proveniţi din efectul sarcinilor distribuite.

Expresiile elementelor matricelor $||V_x||$ și $||q_x||$ pentru un tronson i cu rezemare elastică ($k_i \neq 0$) sau fără rezemare elastică ($k_i = 0$), sînt date explicit în tabelul 1, cu notațiile :

EI_{z_i} — rigiditatea la încovoiere a grinzii ;

$$m = \sqrt[4]{k_i / 4EI_{z_i}};$$

Tabelul 1

	$\|\|V_x\|\|$				$\|\|q_x\|\|$
Tronson cu rezemare elastică $k_i \neq 0$	$V_1(mx)$	$\frac{V_2(mx)}{m}$	$-\frac{V_3(mx)}{m^2 EI_{z_i}}$	$-\frac{V_4(mx)}{m^3 EI_{z_i}}$	$\frac{p_i}{4m^4 EI_{z_i}}[1 - V_1(mx)]$
	$-4mV_4(mx)$	$V_1(mx)$	$-\frac{V_2(mx)}{m\,EI_{z_i}}$	$-\frac{V_3(mx)}{m^2 EI_{z_i}}$	$\frac{p_i}{m^3 EI_{z_i}} V_4(mx)$
	$4m^2 V_3(mx) EI_{z_i}$	$4mV_4(mx) EI_{z_i}$	$V_1(mx)$	$\frac{V_2(mx)}{m}$	$-\frac{p_i}{m^2} V_3(mx)$
	$4m^3 V_2(mx) EI_{z_i}$	$4m^2 V_3(mx) EI_{z_i}$	$-4mV_4(mx)$	$V_1(mx)$	$-\frac{p_i}{m} V_2(mx)$
Tronson liber (fără rezemare) $k_i = 0$	1	x	$-\frac{x^2}{2EI_{z_i}}$	$-\frac{x^3}{6EI_{z_i}}$	$p_i \frac{x^4}{24EI_{z_i}}$
	0	1	$-\frac{x}{EI_{z_i}}$	$-\frac{x^2}{2EI_{z_i}}$	$p_i \frac{x^3}{6EI_{z_i}}$
	0	0	1	x	$-p_i \frac{x^2}{2}$
	0	0	0	1	$-p_i x$

V_1, V_2, V_3, V_4 — funcțiile lui Krîlov calculate în secțiunea de abscisă x.

În secțiunile 1, 2, ..., $n-1$ de separație ale tronsoanelor, deformațiile grinzii sînt continui iar eforturile sînt discontinui și anume :

— forța tăietoare T_i din secțiunea i are o discontinuitate egală cu forța concentrată exterioară P_i ;

— momentul încovoietor M_i din secțiunea i are o discontinuitate egală cu cuplul exterior $\bar{M}_i$.

Se notează cu $||F_i||$ matricea de discontinuitate din secțiunea i ; adunînd matricea $||F_i||$ cu matricea $||v_{x=l_i}||$, se obțin parametrii inițiali pentru tronsonul următor, $i+1$:

$$||v_i|| = ||v_{x=l_i}|| + ||F_i||. \qquad (2)$$

Aplicînd succesiv tronsoanelor 1, 2, ..., n relaţiile (1) şi (2), se pot exprima deformaţiile şi eforturile în secţiunea n, $||v_n||$, în funcţie de parametrii iniţiali ai grinzii, $||v_0||$:

$$||v_n|| = \left(\prod_{i=n}^{1} ||V_i||\right) \times ||v_0|| + \sum_{k=1}^{n-1} \left[\left(\sum_{i=n}^{k+1} ||V_i|| \right) \times (||q_k|| + ||F_k||) \right] + ||q_n||. \tag{3}$$

Deoarece eforturile la extremităţile grinzii sînt nule, în matrice $||v_0||$ rămîn necunoscute deformaţiile v_0, φ_0, care se pot determina din condiţiile

$$\begin{aligned} M_n &= A_1 v_0 + B_1 \varphi_0 + C_1 = 0 \\ T_n &= A_2 v_0 + B_2 \varphi_0 + C_2 = 0. \end{aligned} \tag{4}$$

Cu valorile v_0 şi φ_0 determinate, utilizînd relaţia (1), se calculează deformaţiile şi eforturile în orice secţiune a grinzii.

Programul pentru calculul grinzii

Pe baza algoritmului prezentat mai sus, s-a elaborat un program FORTRAN pentru calculul grinzilor continui pe reazeme elastice lungi.

În figura 3 s-a reprezentat organigrama subrutinei PROM pentru calculul produselor de matrici din relaţia (3). S-au notat cu A şi B matricele factori şi cu C matricea produs. VQ şi F sînt matricele $||q||$, respectiv $||F||$, iar R este membrul al doilea al relaţiei (3).

Subrutina pentru calculul elementelor matricei $||V_x||$ s-a denumit CRAL. Organigrama sa este prezentată în figura 4. Prin testarea valorii constantei elastice a rezemării $CK\ (K)$, se calculează elementele corespunzătoare ale matricelor $V = ||V_x||$ şi VQ, avînd în vedere că dacă tronsonul de rang k este liber , atunci $CK\ (K) = 0$.

Organigrama programului principal se prezintă în figura 5.

Din analiza acesteia se constată existenţa a două zone distincte de calcul, ce îndeplinesc următoarele funcţiuni principale :

— calculul coeficienţilor sistemului (4) şi rezolvarea acestuia ;

— calculul parametrilor iniţiali pentru fiecare tronson şi determinarea deformaţiilor, eforturilor şi presiunilor de contact ale grinzii într-un număr de secţiuni echidistante şi în secţiunile de separaţie ale tronsoanelor.

Pe ultima cartelă de date a programului se citeşte variabila IND, introdusă pentru a permite calculul cu mai multe seturi de date la o singură rulare a programului.

Pentru IND = 1 se modifică valorile coeficienţilor elastici ai reazemelor, iar pentru IND = 2 se introduc toate datele necesare pentru definirea unei noi probleme.

Programul s-a utilizat pentru calculul presiunilor de contact între rama de bază şi fundaţia unor instalaţii de pompare a ţiţeiului. Una din

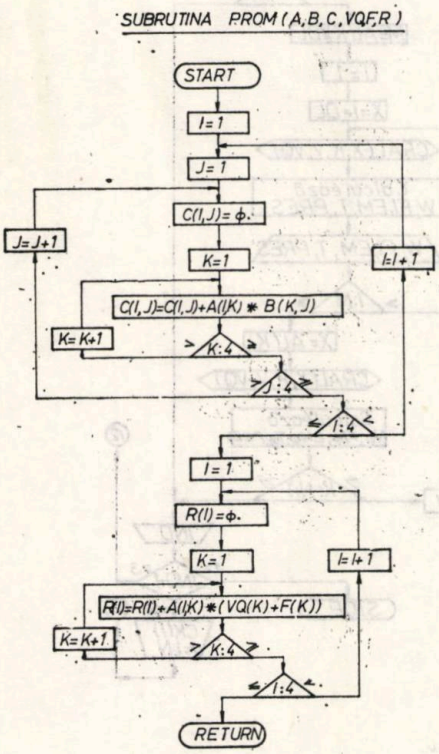


Fig. 3

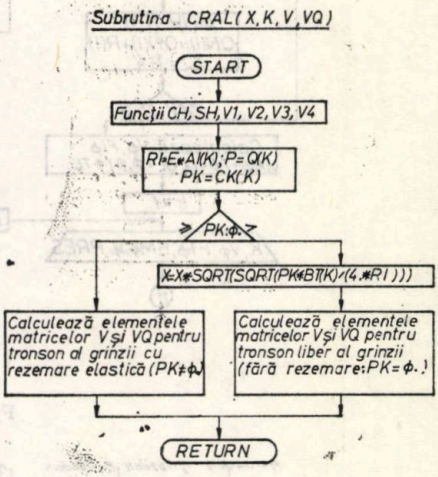


Fig. 4

variantele pentru care s-a făcut calculul se prezintă în figura 6. Diagramele arată variaţiile, în lungul grinzii, ale presiunii de contact dintre ramă şi fundaţie şi ale momentului încovoietor din ramă, pentru două valori diferite date constantei elastice a fundaţiei. Grinda s-a considerat rezemată elastic pe toată lungimea.

Concluzii

Algoritmul şi programul de calcul prezentate mai sus permit rezolvarea într-o formă simplă şi suficient de generală a problemei încovoierii grinzilor continui pe reazeme elastice lungi, ceea ce poate constitui un instrument eficient pentru studiul unor variante de încărcări şi rezemări, în vederea alegerii soluţiei optime dintr-un anumit punct de vedere.

PROGRAMUL PRINCIPAL

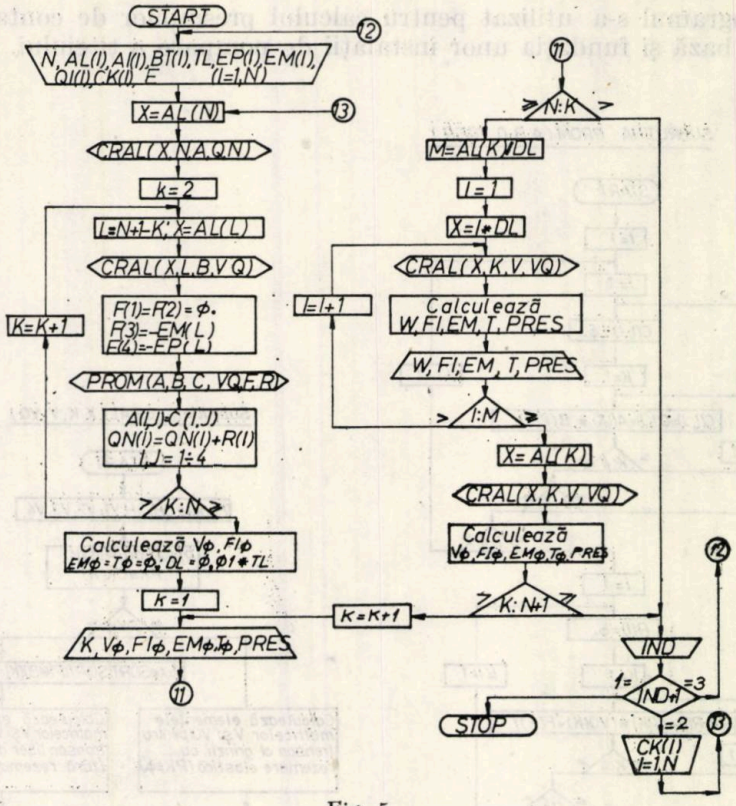


Fig 5

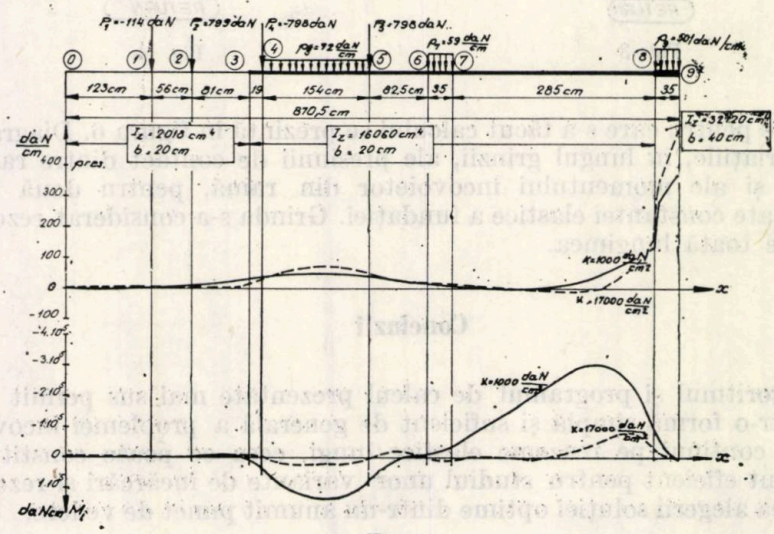


Fig. 6

BIBLIOGRAFIE

1. *Buzdugan, Gh.*, St. cerc. mec. apl., IX, 2 (1958). p. 471
2. *Buzdugan, Gh., Fetcu L.*, St. cerc. mec. apl., XIX, 4 (1965) p. 849
3. *Stoicescu, L., Fetcu, L., Constantinescu, I., Radeş, M.*, Bul. Inst. polit. Buc., XXXIII, 2 (1971) p. 75
4. *Blumenfeld, M.*, Calculul barelor cu calculatoare numerice, Bucureşti, Editura tehnică, 1975.

Calcul au fléchissement des poutres continues sur appuis elastiques longs

On présent un algorithme pour le calcul au fléchissement des poutres continues sur appuis élastiques longs et le programme FORTRAN correspondant. On exemplifie sur un problème ainsi resolu et on éllabore quelques conclusions.

BULETINUL INSTITUTULUI POLITEHNIC „GHEORGHE GHEORGHIU-DEJ"
SERIA MECANICĂ
BUCUREȘTI
Tomul XL — 1978, Numărul 4

TEHNOLOGIA CONSTRUCȚIEI DE MAȘINI

C. Z.: 621.914/917

DETERMINAREA REGIMURILOR DE AȘCHIERE LA FREZAREA OȚELULUI INOXIDABIL 22VNbMoC110 CU FREZA CILINDRO-FRONTALĂ

AURELIAN VLASE *

Lucrarea prezintă rezultatele cercetărilor efectuate pentru determinarea regimurilor de așchiere la frezarea oțelului inoxidabil 22VNbMoC110 cu freza cilindro-frontală.

Printre altele, lucrarea conține caracteristicile chimice și mecanice ale oțelului cercetat, rezultatele obținute în urma așchierii, calculul expresiei vitezei de așchiere și tabelul cu valorile regimurilor de așchiere obținute pe calculator.

Utilizarea oțelului inoxidabil din ce în ce mai mult, în cele mai diverse domenii ale tehnicii, pune în fața atelierelor de prelucrări mecanice o serie de probleme, care decurg din caracteristicile chimice și fizico-mecanice ale acestor oțeluri, mult diferite de ale oțelurilor obișnuite de construcție [1, 2].

Printre încercările de așchiere, destinate unor scopuri practice, cercetarea regimurilor de așchiere reprezintă o problemă deosebit de dificilă, datorită pregătirii deosebite a condițiilor de așchiere, a consumului de timp și de material. Problema determinării regimului de așchiere devine și mai grea la prelucrarea oțelurilor inoxidabile, datorită carburilor complexe de crom existente în structura acestora și a capacității mari de ecruisare a materialului din fața sculei așchietoare [1, 5].

În laboratorul de cercetări al catedrei de Tehnologia construcției de mașini din Institutul politehnic București s-au făcut încercări de așchiere prin frezare a oțelului inoxidabil 22VNbMoC110, de producție indigenă.

Condițiile în care s-au determinat regimurile de așchiere au fost următoarele:

— mașina unealtă: freză verticală FV 32;

— scula așchietoare: freză cilindro-frontală Ø63 din oțel rapid Rp_3, cu duritatea HRC = 61;

— parametrii geometrici ai sculei: $\alpha = 8°$; $\gamma = 15°$; $\omega = 26°$; $\varkappa = 90°$;

Manuscris predat redacției la data de 2 aprilie 1978.
* Șef lucrări dr. ing. Catedra T.C.M.

— lățimea materialului frezat: $B = 60$ mm;
— tipul așchierii: frezare simetrică;
— numărul de dinți; $z = 10$ dinți;
— fluidul de răcire-ungere: emulsie 20%;
— criteriul adoptat în vederea opririi așchierii a fost uzura catastrofală a primilor dinți, dat fiind faptul că dinții se uzează neuniform;
— calculul regimurilor de așchiere din tabelul 4 a fost făcut pentru durabilitatea economică $T = 180$ min;
— caracteristicile chimice și mecanice ale oțelului 22VNbMoC110 sînt prezentate în tabelele 1 și 2.

Tabelul 1

C%	Mn%	Si %	P%	S%	Cu%	Ni%	Cr%	Mo%	V%	Nb%
0,17	0.50	0,43	0,014	0,014	0,09	0,47	10,55	0,66	0,21	0,22

Tabelul 2

Rezistența la rupere σ_r, daN/mm²	Limita de curgere σ_{02}, daN/mm²	Alungirea relativă δ%	Rezilienta		Duritatea HB
			K_{CU5L} kgm/cm²	K_{CU5T} kgm/cm²	
101	79	11	3,5	2,9	285

Rezultatele experimentale mai reprezentative sînt prezentate în tabelul 3.

Tabelul 3

Nr. det	t, mm	s_m, mm/min	n, rot/min	T, min	s_d, mm/dinte	v m/min
1	4	37,5	150	110,2	0,025	29,7
2	4	60	235	3,27	0,025	46,5
3	2	60	235	27,6	0,025	46,5
4	4	75	150	9,56	0,050	29,7

În literatura de specialitate [3] se prezintă următoarea relaţie de calcul a vitezei de aşchiere :

$$v = \frac{C_v \cdot D^q}{T^m \cdot t^x \cdot s_d^y \cdot B^\omega \cdot z^n} \tag{1}$$

în care :

D este diametrul frezei, în mm ; T — durabilitatea sculei, în min ; t — adîncimea de aşchiere, în mm ; s — avansul pe dinte, în mm/dinte ; B — lăţimea de frezat, în mm ; z — numărul de dinţi ; C — constantă care ţine seama de materialul de prelucrat şi scula aşchietoare ; q, m, x, y, ω, n — exponenţi care ţin seama de condiţiile de aşchiere.

În cadrul determinărilor s-au păstrat constanţi următorii parametri : $D = 63$ mm ; $B = 60$ mm ; $z = 10$ dinţi. În această situaţie rezultă că,

$$\frac{C_v \cdot D^q}{B^\omega \cdot z^n} = C, \tag{2}$$

iar relaţia vitezei de aşchiere se poate pune sub forma :

$$v = \frac{C}{T^m \cdot t^x \cdot s_d^y} \tag{3}$$

Prin logaritmarea relaţiei (3) se obţine :

$$\lg v = \lg C - m \lg T - x \lg t - y \lg s_d$$

Introducînd valorile v, t, s_d ale regimului de aşchiere pentru cele patru determinări din tabelul 3 se obţine un sistem liniar, neomogen cu patru ecuaţii şi patru necunoscute :

$$\left.\begin{aligned} &\lg C - m \lg 110{,}2 - x \lg 4 - y \lg 0{,}025 = \lg 29{,}7 \\ &\lg C - m \lg 3{,}27 - x \lg 4 - y \lg 0{,}025 = \lg 46{,}5 \\ &\lg C - m \lg 27{,}6 - x \lg 2 - y \lg 0{,}025 = \lg 46{,}5 \\ &\lg C - m \lg 9{,}56 - x \lg 4 - y \lg 0{,}05 = \lg 29{,}7 \end{aligned}\right\} \tag{4}$$

Rezolvarea sistemului s-a făcut cu ajutorul unui program rulat pe calculatorul electronic I.B.M. 1130. S-au obţinut următoarele soluţii :

$$C = 17{,}742251 ; \quad m = 0{,}127449 ; \quad x = 0{,}392201 ; \quad y = 0{,}449511$$

Deci, relaţia vitezei de aşchiere la prelucrarea oţelului inoxidabil 22VNbMoC110, cu freză cilindro-frontală din oţel rapid, are expresia :

$$v = \frac{17{,}74}{T^{0.127} \cdot t^{0.392} \cdot s_d^{0.449}} \text{ [m/min]} \tag{5}$$

Tabelul 4

FREZARE CILINDRO-FRONTALĂ

Oţelul inoxidabil 22VNbMoC110. Scula aşchietoare: freză cilindro-frontală Rp_3, φ63. Durabilitatea economică T — 180 min. Fluidul de răcire-ungere: emulsie 20%; z = 10 dinţi

Adîncimea de aşchiere t, mm		s_d = 0,01	s_d = 0,02	s_d = 0,03	s_d = 0,04	s_d = 0,05	s_d = 0,06	s_d = 0,08	s_d = 0,10
t = 1 mm	v, m/min	72,5	53,1	44,3	38,9	35,2	32,4	28,5	25,7
	n, rot/min	366	268	224	196	178	164	144	130
	s_m, mm/min	36	54	67	78	89	98	115	130
t = 2 mm	v	55,3	40,5	33,7	29,6	26,8	24,7	21,7	19,6
	n	279	204	170	150	135	125	110	99
	s_m	28	41	51	60	68	75	88	99
t = 3 mm	v	47,1	34,5	28,7	25,3	22,8	21,1	18,5	16,7
	n	238	174	145	128	116	106	94	85
	s_m	24	35	44	51	58	64	75	85
t = 4 mm	v	42,1	30,8	25,7	22,6	20,4	18,8	16,5	14,9
	n	213	156	130	114	103	95	84	75
	s_m	21	31	39	46	52	57	67	75
t = 5 mm	v	38,5	28,2	23,5	20,7	18,7	17,2	15,1	13,7
	n	195	143	119	104	94	87	76	69
	s_m	19	28	36	42	47	52	61	69
t = 6 mm	v	35,9	26,3	21,9	19,3	17,4	16,1	14,1	12,7
	n	181	133	111	97	88	81	71	64
	s_m	18	26	33	39	44	49	57	64
t = 7 mm	v	33,8	24,7	20,6	18,1	16,4	15,1	13,3	12
	n	171	125	104	92	83	76	67	61
	s_m	17	25	31	37	41	46	53	61
t = 8 mm	v	32,1	23,5	19,6	17,2	15,5	14,3	12,7	11,3
	n	162	119	99	87	79	72	64	57
	s_m	16	24	30	35	39	43	51	57

După obţinerea expresiei vitezei de aşchiere, acelaşi program de calculator a rezolvat tabelarea regimurilor de aşchiere pentru durabilitatea economică $T = 180$ min şi diferite valori ale adîncimii de aşchiere şi ale avansului s_d. O parte din valorile regimurilor de aşchiere obţinute este prezentată în tabelul 4.

Concluzii

Lucrarea prezentată pune la dispoziţia atelierelor de prelucrări mecanice, date privind regimurile de aşchiere la frezarea unui oţel inoxidabil de producţie indigenă.

Metoda de determinare a regimurilor de aşchiere, utilizată în lucrare, este o metodă rapidă ce a condus la un consum minim de materiale şi scule aşchietoare. Această metodă ilustrează eficienţa lucrării cu atît mai mult cu cît se cunoaşte că preţul de cost al oţelurilor inoxidabile este destul de ridicat.

BIBLIOGRAFIE

1. *Vlase, A.*, Contribuţii privind studiul prelucrabilităţii prin aşchiere a oţelurilor inoxidabile de producţie indigenă. Institutul Politehnic Bucureşti, 1977. Teză de doctorat.
2. *Romagnolo, G.*, L'usinage des aciers inoxydables. In Machine Moderne, Juillet, 1973.
3. *Lăzărescu, I.*, Teoria aşchierii metalelor şi proiectarea sculelor. In Editura didactică şi pedagogică, 1964.
4. *Enache, St.*, Tehnologia ascuţirii şi netezirii sculelor aşchietoare. În Editura tehnică, 1973.
5. *Vlase, A.*, Consideraţii asupra unor căi de îmbunătăţire a prelucrabilităţii oţelurilor inoxidabile. In Buletinul de informare tehnică I.M.G.B., nr. 3—4, 1975.

Определение режимов резания при фрезеровании нержавеющей смали 22VNbMoNC110 **цилиндро-торцевой фрезой**

Работа приводит результаты исследований, проведенных для определения режимов резания при фрезеровании нержавеющей стали 22VNoMoNC110 цилиндро-торцевой фрезой.

Между прочим, работа включает химические и механические характеристики исследованной стали, результаты, полученые впоследствие резания, расчет выражения скорости резания, а также таблицу со значениями режимов резания, полученными на счетной машине.

BULETINUL INSTITUTULUI POLITEHNIC „GHEORGHE GHEORGHIU-DEJ"
BUCUREȘTI
SERIA MECANICĂ
Tomul XL — 1978, Numărul 4

NOTĂ

C. Z.: 621.9.01

CU PRIVIRE LA CLASIFICAREA DISPOZITIVELOR DE LUCRU PENTRU MAȘINI-UNELTE

V. TACHE, C. NEAGU *

În lucrare se analizează funcțiile diferitelor tipuri de dispozitive de lucru în cadrul sistemului tehnologic. Pornind de la aceste funcții se propune clasificarea în trei grupe și anume : dispozitive pentru orientarea și fixarea pieselor, dispozitive pentru orientarea și fixarea sculelor și dispozitive de generare.

Se insistă în mod deosebit pe ultima grupă de dispozitive, punîndu-se în evidență particularitățile acestora în raport cu celelalte tipuri de dispozitive

Marea majoritate a lucrărilor consacrate dispozitivelor de lucru pentru mașinile — unelte au ca obiect de studiu dispozitivele folosite în vederea orientării și fixării semifabricatelor, în conformitate cu cerințele procesului de generare a suprafețelor pieselor. În acest domeniu s-au înregistrat, în ultimii ani, progrese deosebit de importante, conturîndu-se deja o teorie unitară privind proiectarea dispozitivelor [11].

Rezultatele obținute în acest domeniu au deschis perspectiva studierii și a altor tipuri de dispozitive, cum ar fi, de exemplu, cele utilizate la orientarea și fixarea sculelor [8].

Dintr-o serie de cercetări [2, 3, 6, 7] a reieșit necesitatea acordării unei atenții deosebite și unei alte categorii de dispozitive — și anume — acelea care în timpul prelucrării asigură obținerea unor traiectorii necesare generării suprafeței prelucrate.

Avînd rolul de a angaja semifabricatul sau scula pe anumite traiectorii de generare, pe care nu le poate realiza mașina-unealtă, le vom numi dispozitive generatoare.

Pentru a face posibilă obținerea diferitelor traiectorii, dispozitivele generatoare au lanțuri cinematice proprii. Acestea pot fi legate cu lanțurile cinematice ale mașinii — unelte în serie sau în paralel. În felul acesta, prin utilizarea dispozitivelor generatoare, se pot aduce perfecționări importante mașinilor — unelte, mărindu-se gradul de universalitate al acestora.

Manuscris predat redacției la data de 28 octombrie 1977.
* Prof. dr. ing.; Asistent dr. ing. Catedra T.C.M.

În figura 1 este precizată schema structurală a lanțului cinematic de avans al unui strung normal, la care este asociat în serie un dispozitiv de strunjit sferic și toroidal, în baza concepției prezentate în lucrările [3 și 7]. Prin asocierea dispozitivului generator *DG* la capătul de ieșire al lanțului cinematic de avans, mărimea de ieșire inițială $Y_{e1} = V_0$ devine mărime de intrare în noul lanț cinematic asociat și este transformată într-o nouă mărime de ieșire $Y_{e2} = n_0$. În felul acesta, ecuația de transfer inițială:

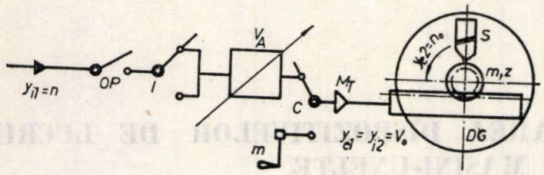


Fig. 1

$$Y_{e1} = i_{T1} \cdot Y_{i1} \tag{1}$$

va fi transformată într-o nouă ecuație:

$$Y_{e2} = i_T \cdot Y_{i1} \tag{2}$$

Raportul de transfer i_{T1} se obține ca produs al rapoartelor de transfer parțiale — al lanțului cinematic de avans al strungului, i_{T1} și respectiv al dispozitivului generator, i_{T2}:

$$i_T = i_{T1} \cdot i_{T2} \tag{3}$$

În sarcina proiectorului de dispozitive intră, în primul rînd, obligația de a determina corect raportul de transfer i_{T1}, în scopul asigurării unor viteze de avans convenabile. Acest lucru se realizează prin alegerea corespunzătoare a mecanismelor care intră în componența dispozitivului generator. Explicitînd raportul de transfer i_{T2} (fig. 1), se obține:

$$i_{T2} = \frac{Y_{e2}}{Y_{i2}} = \frac{Y_{e2}}{Y_{e1}} = \frac{n}{V_0} = m\pi z \tag{4}$$

După cum rezultă din relația (4) mărimea vitezei de avans depinde de modul și numărul de dinți al roții dințate care intră în componența mecanismului de avans al dispozitivului generator.

În figura 2 este prezentată schema structurală a unui dispozitiv de frezat sferic, în baza concepției prezentate în lucrarea [7]. Dispozitivul este asociat în paralel lanțului cinematic de avans longitudinal al unei mașini de frezat universale.

Deoarece de la punctul de legătură, către ieșire, lanțul cinematic de avans nu mai are importanță pentru generatoarea suprafeței sferice, mecanismele componente sînt puse în repaus. În felul acesta, lanțul cine-

matic de avans longitudinal al mașinii de frezat este transformat într-un nou lanț cinematic — de avans circular. Ecuația de transfer al noului lanț cinematic va fi :

$$Y_{e2} = i_T \cdot Y_{i1} \tag{5}$$

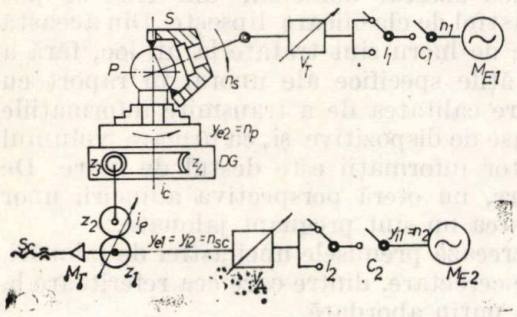


Fig. 2

Raportul de transfer i_T se obține ca produs al rapoartelor de transfer parțiale — al lanțului cinematic inițial, pînă la punctul de derivație, i_{T1} și respectiv al dispozitivului generator, i_{T2} :

$$i_T = i_{T1} \cdot i_{T2} \tag{6}$$

Explicitînd raportul i_{T2}, în funcție de rapoartele de transfer ale mecanismelor componente ale dispozitivului generator (fig. 2), se obțin :

$$i_{T2} = i_p \cdot i_{ce} = \frac{z_1}{z_2} \cdot \frac{z_3}{z_4} \tag{7}$$

În funcție de valorile vitezelor de avans care trebuie obținute, se aleg numerele de dinți z_1, z_2, z_3 și z_4.

Datorită faptului că dispozitivele generatoare au lanțuri cinematice proprii, în structura lor trebuie să intre (fig. 3) mecanisme care să îndeplinească următoarele funcții : de primire, de transmitere, de transformare și de livrare a mișcării. La acestea se adaugă mecanismele auxiliare care asigură orientarea și fixarea — fie a sculei, fie a semifabricatului. Rezultă că dispozitivele generatoare au o construcție mult mai complicată decît a celorlalte tipuri de dispozitive, punînd probleme mult mai dificile în proiectare și execuție.

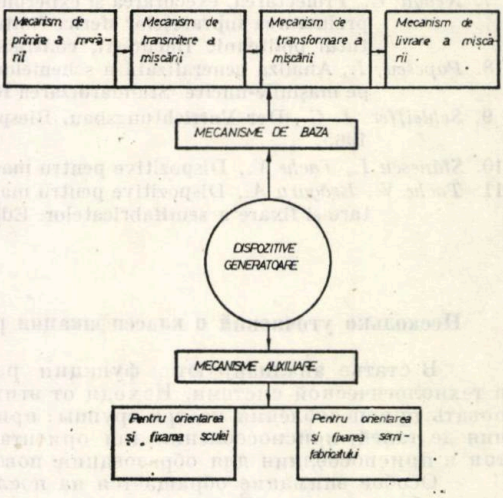


Fig. 3.

Din cele prezentate reiese că o primă clasificare a dispozitivelor de lucru pentru mașinile — unelte, cea mai generală și mai cuprinzătoare, trebuie făcută după funcția de bază pe care o îndeplinește dispozitivul în cadrul sistemului tehnologic. Din acest punct de vedere, dispozitivele de lucru

se pot clasifica în următoarele trei clase :

— dispozitive pentru orientarea și fixarea semifabricatelor ;
— dispozitive pentru orientarea și fixarea sculelor ;
— dispozitive generatoare.

Această clasificare prezintă avantajul că asigură o delimitare precisă și univocă a dispozitivelor de lucru în clase cu proprietăți distincte.

În literatura tehnică specifică acestui domeniu, din care se pot cita lucrările [1,6,10,] și altele, o astfel de clasificare lipsește. Din această cauză toate tipurile de dispozitive de lucru sînt tratate la un loc, fără a se scoate în evidență particularitățile specifice ale unora, în raport cu altele. Acest mod de tratare nu are calitatea de a transmite informațiile la nivelul unor generalizări pe clase de dispozitive și, ca urmare volumul de muncă pentru asimilarea acestor informații este destul de mare. De asemenea, actualul mod de tratare, nu oferă perspectiva adîncirii unor direcții de cercetare, deoarece acestea nu sînt pregnant jalonate.

Prin clasificarea propusă se creează premisele unei astfel de jalonări, deschizîndu-se trei mari direcții de cercetare, dintre care cea referitoare la dispozitivele generatoare este încă puțin abordată.

BIBLIOGRAFIE

1. *Anserov, M. A.*, Prisposoblenia dlia metalorejuşcih stankov. Maşinostroienie, Moskva, Leningrad, 1975.
2. *Bădescu, Gh., Neagu, C., Pavel, M.*, Construcția de mașini, București, anul XXV, nr. 7, iulie 1973,
3. *Bădescu Gh., Neagu C., Luncaș I.*, Proiectarea și experimentarea unor echipamente tehnologice pentru prelucrarea articulațiilor sferice. Institutul politehnic București, contract nr. 30/1972.
4. *Botez E.*, Mașini-unelte. Cinematica. Editura tehnică, București, 1969.
5. *Duca Z.*, Bazele teoretice ale prelucrărilor pe mașini-unelte. Editura didactică și pedagogică, București 1969.
6. *Neagu C., Bădescu Gh.*, Construcția de mașini, București, anul XXVII nr. 9, septembrie, 1975,
7. *Neagu, C.*, Proiectarea, executarea și experimentarea unor echipamente tehnologice pentru prelucrarea suprafețelor sferice finite ale lagărelor de la combina de pantă. Institutul politehnic București, contract nr. 228/1975.
8. *Popescu, I.*, Analiza generalizată a schemelor de orientare, fixare și antrenare a sculelor pe mașinile-unelte. Standardizarea Română, București, nr. 5, 1973.
9. *Schleiffer, I. C.*, Der Vorrichtungsbau. Biespielsammlung, Carl Hansen Verlag, München 1965.
10. *Stănescu I., Tache V.*, Dispozitive pentru mașini-unelte. Editura tehnică, București, 1969.
11. *Tache V., Brăgaru A.*, Dispozitive pentru mașinile-unelte. Proiectarea schemelor de orientare și fixare a semifabricatelor. Editura tehnică, București, 1976.

Несколько уточнений о классификации рабочих приспособлений для станков

В статье анализируются функции разных типов рабочих приспособлений в технологической системн. Исходя от этих функций, предлагается классифицировать приспособления на три группы: приспособления для ориентации и крепления де талей, приспособления для ориентации и крепления режущих инструментов и приспособлния для образования поверхностей.

Особое внимание обращается на последню группу приспособлений, выделяя их особенности по сравнению с остальными типами приспособлений.

BULETINUL INSTITUTULUI POLITEHNIC „GHEORGHE GHEORGHIU-DEJ"
BUCUREȘTI
SERIA MECANICĂ
Tomul XL — 1978, Numărul 4

MAȘINI-UNELTE ȘI SCULE

C. Z.; 621.82.01

INFLUENȚA DISTANȚEI ÎNTRE LAGĂRE, A AMPLITUDINII ȘI POZIȚIEI FORȚEI DE ANTRENARE ASUPRA COMPORTĂRII DINAMICE A ARBORELUI PRINCIPAL

I. GHEGHEA, A. GHIONEA *

În lucrare se studiază teoretic comportarea dinamică a arborilor principali ai mașinilor-unelte, rezemați pe două lagăre.

Se constată că la prima frecvență de rezonanță, sub acțiunea forței de așchiere și a forței de antrenare, arborele posedă oscilații de legănare cînd cei doi rulmenți se deformează în sensuri opuse, iar arborele rămîne practic rectiliniu. Din graficele prezentate în lucrare rezultă că se poate obține o elasticitate foarte mică (rigiditate foarte mare) prin alegerea unei distanțe optime între lagăre. La o distanță între lagăre impusă, elasticitatea poate fi micșorată prin varierea amplitudinii și a poziției forței de antrenare în lungul arborelui.

Arborele principal al mașinilor-unelte primește mișcarea de antrenare prin intermediul unui angrenaj sau a unei transmisii cu curea. În primul caz roata dințată de antrenare a arborelui este situată între lagărele acestuia, iar în cel de-al doilea caz, roata de curea se află în partea stîngă a lagărului din spate.

Cînd transmiterea mișcării se realizează printr-un angrenaj, pinionul de antrenare poate fi situat, din punct de vedere constructiv, oriunde pe circumferința roții de antrenare. S-a constatat însă, experimental, că cea mai mică amplitudine a oscilațiilor arborelui principal rezultă atunci cînd pinionul este amplasat în partea diametral opusă punctului de aplicație al forței de așchiere [1].

De asemenea asupra comportării dinamice a arborelui principal influențează și poziția roții de antrenare în lungul arborelui. Din acest motiv considerăm că studiul dinamic al arborelui este incomplet dacă se are în vedere numai acțiunea forței de așchiere, așa cum este prezentat în [2].

În cele ce urmează se va determina pe cale teoretică, folosind metodica de calcul dată în [3] și [4], influența distanței între lagăre, a amplitudinii și a poziției forței de antrenare asupra elasticității arborelui principal al strungului.

Întrucît amplitudinea oscilațiilor la rezonanță caracterizează cel mai bine sistemul, prin calcul s-a determinat numai valoarea elasticității corespunzătoare primei frecvențe de rezonanță.

Manuscris predat redacției la data de 14 februarie 1978.
* Conf. dr. ing.; Asistent ing. Catedra mașini-unelte și scule.

Pentru calcul s-au considerat trei tipuri de arbori principali avînd unele caracteristici comune, deosebiri existînd numai în ceea ce privește forma lor și rigiditatea rulmenților pe care se așează

În tabelul 1 se prezintă datele necesare pentru calcul, referitoare la cele trei tipuri de arbori.

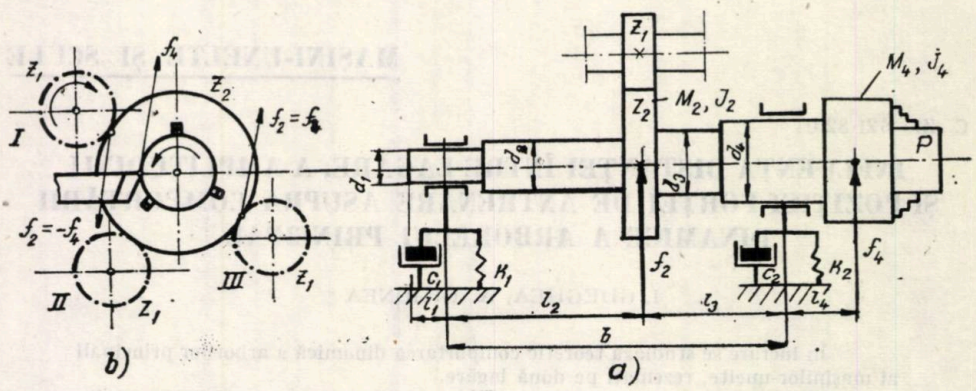


Fig. 1

Folosind notațiile din figura 1, parametrii variabili din tabelul 1 și figurile 2÷11 se definesc astfel:

F_2/F_4 — raportul amplitudinilor componentelor armonice ale forței de antrenare (f_2) și forței de așchiere (f_4);

l_2/d; l_3/d — raportul între distanța de la punctul de aplicație al forței de antrenare pînă la lagăre și diametrul mediu al arborelui;

l_4/d; b/d — raportul între lungimea în consolă, respectiv distanța între lagăre și diametrul mediu al arborelui;

w_4 — săgeata în punctul de aplicație al forței f_4;

w_4/F_4 — elasticitatea arborelui.

Cu ajutorul datelor obținute prin calcul s-au constituit mai multe curbe de variație (fig. 2÷11) a elasticității arborelui.

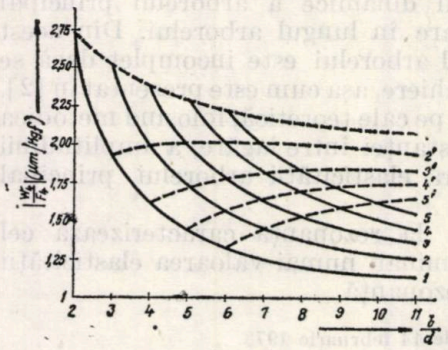


Fig. 2

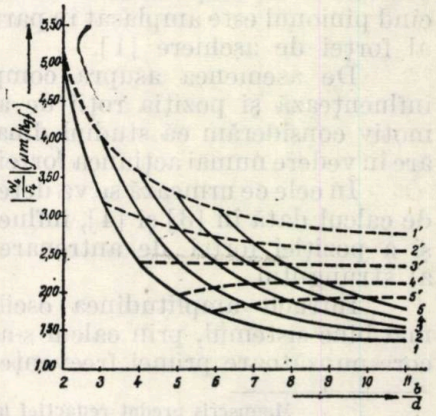


Fig. 3

Tabelul 1

Arborele	Caracteristici					Parametri variabili					Nr. figurii cu rezultatul calculului
	M Kgfs²/cm	J kgfs²/cm	C Kgfs³/cm	Forma şi diametrul arborelui (mm.)	Rigiditatea rulmenţilor (kgf/μm)	Raportul amplitudinilor F_2/F_4	Poziţia roţii de antrenare l_2/d*	Poziţia roţii de antrenare l_3/d*	Lungime în consolă l_4/d	Distanţa între lagăre b/d	
I	$M_2 = 0{,}0075$ $M_4 = 0{,}025$	$J_2 = 187$ $J_4 = 624$	$C_1 = C_2 = 5600$	diametrul const. d = 63	$K_1 = K_2 = 14$	0,5	1...5	1...5	1		2
						0,5	1...5	1...5	2		3
						1	1...4	1...4	1	2...11	4
						1	1...4	1...4	2		5
II				în trepte $d_1 = 45$ $d_2 = 55$ $d_3 = 65$ $d_4 = 75$		0,5	1...4	1...4	1		6
						1	1...5	1...4	1		7
						1	1...4	1...4	1	2....11	8
						1,5	1...5	1...4	2		9
						0—1,5	1; 2; 4	—	2	6	10
III					$K_1 = 14$; $K_2 = 42$	1	1...6	1...4	2	2....11	11

Notă:
M — masă concentrată;
J — momentul de inerţie al masei concentrate;
C — coeficient de amortizare în rulmenţi;
* — Curbe notate cu 1...6 şi 1′...5′ corespund valorilor $l_2/d = 1...6$, respectiv $l_3/d = 1...5$.

Studiind curbele trasate în figurile de mai sus, rezultă cîteva observaţii şi concluzii importante care le vom prezenta în cele ce urmează:

Curbele corespunzătoare tipurilor I şi II de arbori, la parametri variabili identici, sînt foarte apropiate atît din punct de vedere al formei cît şi valoric. Rezultă că pentru calculul dinamic, arborii în trepte cu treceri

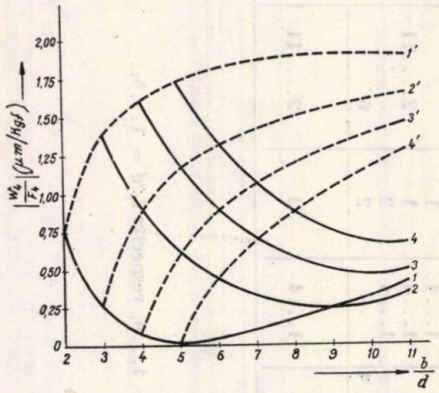


Fig. 4

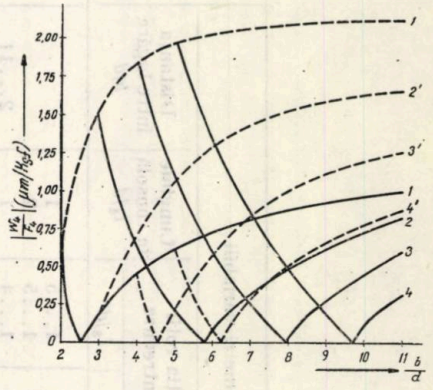


Fig. 5

mici de diametru, rezemaţi pe lagăre nu prea rigide, pot fi consideraţi ca arbori cu diametru constant. Acest lucru este posibil deoarece la prima frecvenţă de rezonanţă arborii posedă oscilaţii de legănare şi prin urmare săgeata se datoreşte deformării elastice a rulmenţilor şi nu a arborilor (v. fig. 12);

Pentru $F_2/F_4 = 0{,}5$ arborele posedă cea mai mică elasticitate (fig. 2 şi 6) cînd forţa de antrenare (f_2) acţionează aproape de lagărul din spate. Astfel, pentru $l_2/d = 1$ şi $6 < b/d < 11$ elasticitatea arborelui variază cu mai puţin de 0,2 μm/kgf (curbele 1). Prin mărirea distanţei l_2 şi a distanţei b între lagăre creşte atît valoarea absolută a elasticităţii cît şi variaţia acesteia (curbele 2 ÷ 5). A rezultat de asemenea că prin mărirea lungimii în consolă şi a distanţei între lagăre, alura curbelor de variaţie a elasticităţii este aceeaşi ca mai sus însă valorile sînt mai mari (fig. 3);

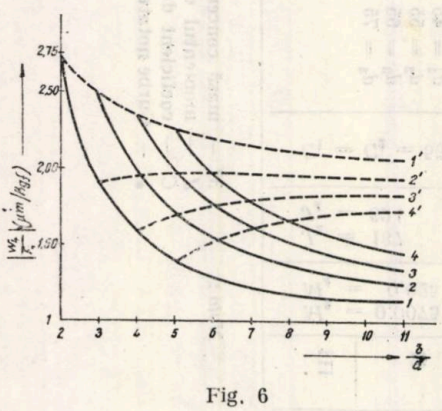


Fig. 6

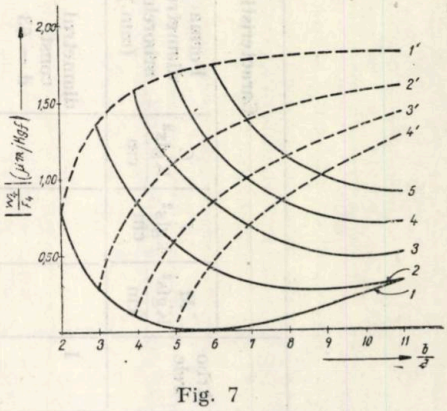


Fig. 7

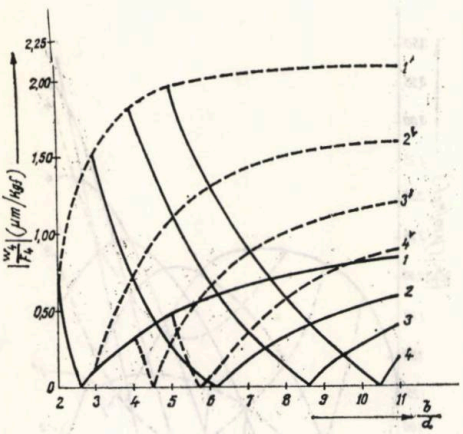


Fig. 8

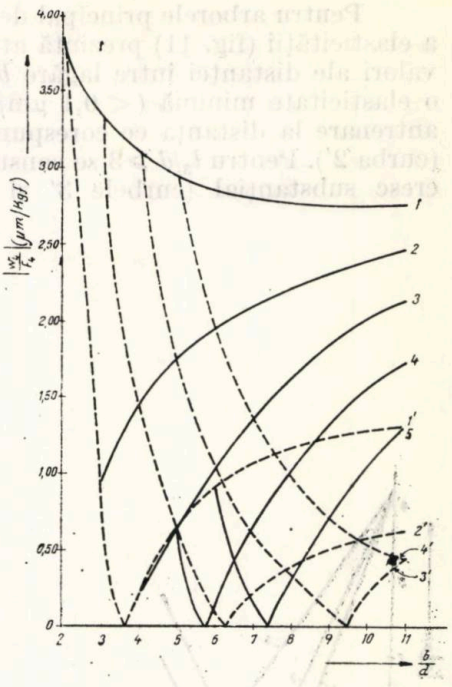


Fig. 9

Pentru $F_2/F_4 = 1$ și $l_4/d = l$ la $l_2/d < 4$ se observă clar un minim în curba de variație a elasticității (fig. 4 și 7 curbele 1÷4). Acest minim se găsește la $b/d \approx 5$ pentru $l_2/d = 1$ și se deplasează spre valori mai mari ale lui b/d prin mărirea lui l_2/d.

Se constată că pentru $l_4/d = 2$ la mai multe din curbele de variație a elasticității apar minime (fig. 5 și 8). Asemenea minime sînt prezente și în cazul cînd forța de antrenare acționează în apropierea lagărului din față (curbele 3′ și 4′);

În cazul cînd $F_2/F_4 = 1{,}5$ pentru a se obține minime în curba de variație a elasticității (fig. 9) este necesar ca forța de antrenare să fie amplasată mai departe de lagărul din spate ($l_2/d > 3$).

Din cele expuse pînă aici rezultă că, pe lîngă ceilalți parametri, o mare influență asupra elasticității arborelui o are raportul F_2/F_4. Acest lucru rezultă și din fig. 10 unde se dă variația elasticității unui arbore avînd $b/d = 6$ în funcție de F_2/F_4 pentru diferite valori ale raportului l_2/d. Se observă că pentru $l_2/d = 1$ elasticitatea arborelui scade continuu prin varierea raportului F_2/F_4 în domeniul $0 \div 0{,}8$. Pentru $F_2/F_4 > 0{,}8$ se pot obține valori foarte mici ale elasticității arborelui prin alegerea corespunzătoare a raportului l_2/d.

Varierea raportului F_2/F_4 se obține prin schimbarea poziției pinionului Z_1 sau a diametrului roții de antrenare Z_2 (fig. 1.b). Întrucît valori minime ale elasticității se obțin în cazul cînd $F_2/F_4 \geq 1$, rezultă că poziția optimă a pinionului Z_1 este aceea în care rezultanta forțelor din angrenajul Z_1/Z_2 este paralelă și de același sens cu forța f_4 (fig. 1.b, poz. III). Această concluzie este în concordanță cu rezultatele experimentale publicate în [1];

Pentru arborele principal de tip III (v. tabelul 1) curbele de variație a elasticității (fig. 11) prezintă atît minime cît și maxime, pentru diferite valori ale distanței între lagăre b. Arborele cel mai rigid, cînd se obține o elasticitate minimă ($< 0{,}1$ μm/kgf.), rezultă prin amplasarea roții de antrenare la distanța ce corespunde rapoartelor $l_3/d = 2$ și $6 < b/d < 9$ (curba 2'). Pentru $l_3/d \geqslant 3$ se constată că valorile minime ale elasticităților cresc substanțial (curbele 3' și 4');

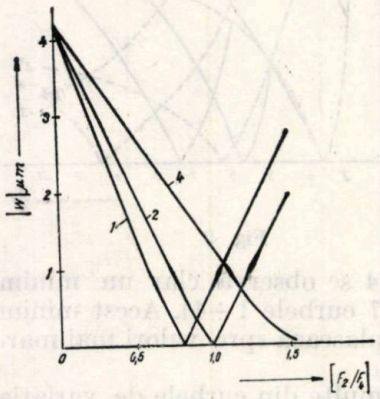


Fig. 10

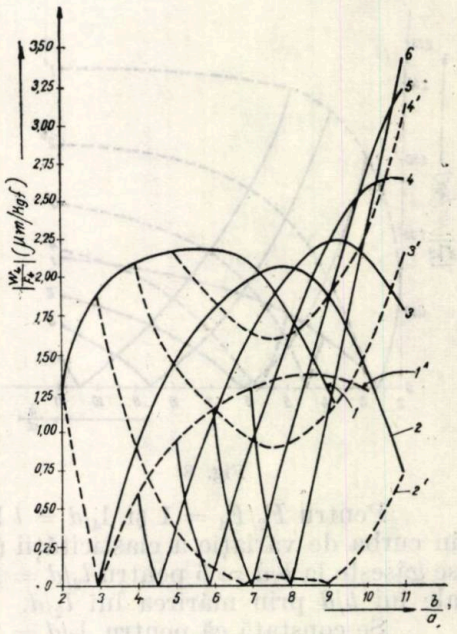


Fig. 11

Comportarea dinamică a arborelui principal rezemat pe doi rulmenți nu prea rigizi poate fi explicată dacă se cunoaște că la prima frecvență de rezonanță arborele posedă oscilații de legănare, adică rulmenții se deformează în sensuri diferite în timp ce arborele rămîne aproape rectiliniu. Această constatare rezultă clar din figura 12 unde este reprezentat modul de oscilare al unui arbore principal avînd $b/d = 6$, $l_4/d = 2$, asupra căruia acționează forțele armonice f_2 și f_4 cu $F_2/F_4 = 1$.

În cazul cînd forța de antrenare f_2 acționează în apropierea lagărului din spate ($l_2/d = 1$), capătul în consolă al arborelui (pct. 9) are o săgeată pozitivă egală cu 0,55 μm. Această săgeată se datorește deformării rulmentului din față (pct. 7) cu 0,32 μm, iar al celui din spate (pct. 1) cu $-0{,}2$ μm (fig. 12.a).

Prin deplasarea forței f_2 astfel ca $l_2/d = 2$ (fig. 12.b.*) săgeata capătului în consolă al arborelui și a celor doi rulmenți își schimbă sensul avînd valorile : $-0{,}05$ μm (pct. 9); $-0{,}03$ μm (pct. 7); $+0{,}06$ μm (pct. 1). Deplasînd în continuare forța f_2 astfel ca $l_2/d = 5$ (fig. 12.c) săgeata la capătul în consolă al arborelui crește în același sens negativ.

* Scara de reprezentare este diferită față de fig. 12. a și c.

Rezultă că prin deplasarea forței f_2 între pozițiile corespunzătoare rapoartelor $l_2/d = 1$ și $l_2/d = 2$ sensul de deformare a celor doi rulmenți și a capătului în consolă al arborelui se schimbă. Aceasta dovedește că există o anumită poziție ($1 < l_2/d < 2$) a forței f_2 pentru care săgeata capătului în consolă este nulă și prin urmare aceasta este poziția optimă a forței f_2 în lungul arborelui.

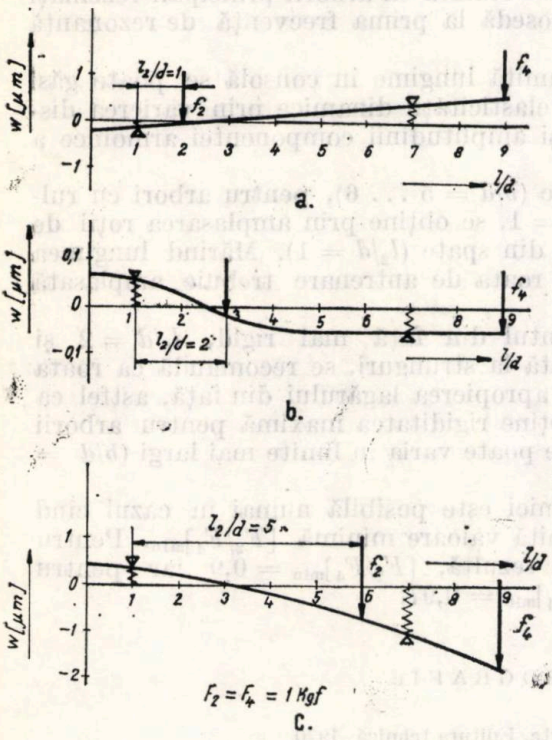


Fig. 12

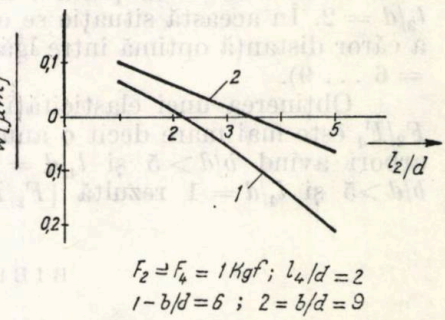


Fig. 13

Poziția optimă a forței de antrenare depinde de valorile ce le iau rapoartele b/d, F_2/F_4 și $1_4/d$ așa cum rezultă din figura 13, unde se dă dependența săgeții (w) a capătului în consolă a arborelui funcție de raportul l_2/d.

În același mod se explică și posibilitateat de obținere a unor arbori mai rigizi prin alegerea unei valori optime a disanței între lagăre, în cazul cînd forța f_2 se aplică la o distanță constantă față de lagărul din spate sau din față (fig. 8, 9, 11 curbele trasate cu linie continuă, respectiv întreruptă).

Așa cum s-a constat mai sus mărimea raportului F_2/F_4 are o mare importanță în micșorarea elasticității arborelui. Cînd amplitudinea F_2 este prea mică față de F_4, nu este posibil să se găsească un interval de aplicație al forței de antrenare f_2 pe arbore care să permită inversarea de sens a săgeții capătului în consolă (fig. 2, 3, 6).

Pentru $b/d = 6$ și $l_2/d = 2$ cel mai mic raport F_2/F_4, fie acesta ($[F_2/F_4]_{min}$), care permite obținerea unei săgeți nule, are valoarea aproximativ 0,8 (fig. 10).

Dacă cu datele rezultate din calcul s-ar trasa curbe asemănătoare celor din fig. 10 s-ar constata că prin micșorarea distanței între lagăre $[F_2/F_4]_{min}$ crește.

Concluzii

Din cele prezentate în lucrare rezultă că arborii principali rezemați pe doi rulmenți nu prea rigizi posedă la prima frecvență de rezonanță oscilații de legănare.

Pentru un arbore cu o anumită lungime în consolă se poate găsi întotdeauna o valoare minimă a elasticității dinamice prin varierea distanței b între lagăre, a poziției și amplitudinii componentei armonice a forței de antrenare.

Distanța optimă între lagăre ($b/d = 5 \ldots 6$), pentru arbori cu rulmenți identici, $l_4/d = 1$ și $F_2/F_4 = 1$, se obține prin amplasarea roții de antrenare în apropierea lagărului din spate ($l_2/d = 1$). Mărind lungimea în consolă a arborelui ($l_4/d = 2$), roata de antrenare trebuie amplasată astfel ca raportul $l_2/d = 2$.

Pentru arbori avînd rulmentul din față mai rigid, $l_4/d = 2$ și $F_2/F_4 = 1$, soluție frecvent întîlnită la strunguri, se recomandă ca roata de antrenare să fie amplasată în apropierea lagărului din față, astfel ca $l_3/d = 2$. În această situație se obține rigiditatea maximă pentru arborii a căror distanță optimă între lgăre poate varia în limite mai largi ($b/d = 6 \ldots 9$).

Obținerea unei elasticități mici este posibilă numai în cazul cînd F_2/F_4 este mai mare decît o anumită valoare minimă $[F_2/F_4]_{min}$. Pentru arbori avînd $b/d > 5$ și $l_4/d = 2$ rezultă, $[F_2/F_4]_{min} = 0{,}9$ iar pentru $b/d > 5$ și $l_4/d = 1$ rezultă $[F_2/F_4]_{min} = 0{,}97$.

BIBLIOGRAFIE

1. *Kudinov, A. V.*, Dinamica mașinilor-unelte. Editura tehnică, 1970.
2. *El Sayed H. Ragab*, Mach and Prod. Eng., vol. 124, nr. 3193, 1974,.
3. *Gheghea, I., Ghionea, A.*, Determinarea caracteristicii amplitudine-fază pentru arborii principali ai mașinilor-unelte. A II-a Conferință Națională de mașini-unelte, București 1976.
4. *Gheghea, I., Ghionea, A.*, Buletinul Institutului politehnic București, 1978. Seria Mecanică Nr. 2 pag. 87.

The Influence of the Distance Between Bearings, Amplitudine and Position of the Driving Force to the Dynamical Behaviour of the Main Spindle

In the paper is theoretically studied the dynamical behaviour of a two bearings spindle.

On the first resonace frequency the spindle has rocking vibrations when the bearings have opposite defletions and the spindle has no deformation. A wery low flexibility of the spindle is possible to obtain for the optimum of the distance between bearings. On a fixed bearings distance the flexibility can by reduced by changing the amplitude and position of the driving force along the spindle.

BULETINUL INSTITUTULUI POLITEHNIC „GHEORGHE GHEORGHIU-DEJ"
BUCUREȘTI
SERIA MECANICĂ
Tomul XL — 1978, Numărul 4

C. Z.: 621.85

CONTRIBUȚII LA TEORIA LANȚURILOR CINEMATICE

C. I. PANĂ, I. MAȘALA *

În lucrare se introduc noțiunile de buclă cinematică, lanț cinematic închis rigid și lanț cinematic închis elastic. Introducerea acestor noțiuni a rezultat din necesitatea de a crea un instrument mai complex de investigare a structurilor cinematice ale mașinilor-unelte.

Introducere

Orice produs destinat pieței trebuie să satisfacă o serie de condiții tehnico-economice. Aceste condiții impun proceselor tehnologice de realizare a pieselor componente ale produsului cîteva cerințe esențiale: economicitate, productivitate și asigurarea calității.

Asigurarea calității prezintă la rîndul ei mai multe aspecte cum ar fi: precizia dimensională, precizia formei, calitatea suprafeței și multe altele.

Forma piesei, factor de influență a strucțurii mașinii-unelte

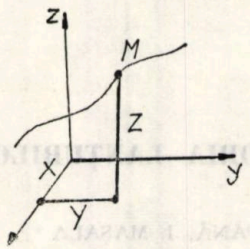
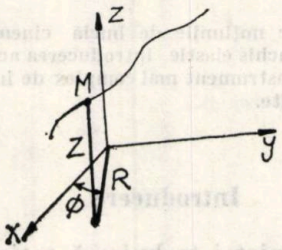
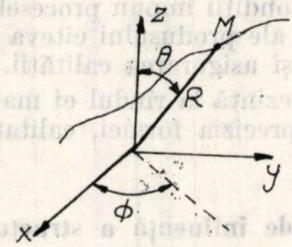
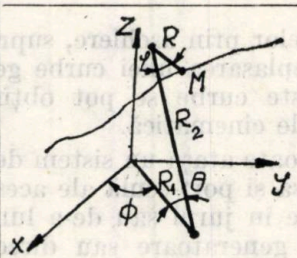
În cazul realizării pieselor prin așchiere, suprafețele care determină forma piesei rezultă prin deplasarea unei curbe generatoare de-a lungul unei curbe directoare. Aceste curbe se pot obține pe mașina-unealtă prin materializare sau pe cale cinematică.

Mașinilor-unelte li se poate atașa un sistem de referință rectangular, drept, dispozitivele port-piesă și port-sculă ale acestora putînd avea mișcări de rotație sau translație în jurul sau de-a lungul axelor sistemului. În aceste condiții, curbele generatoare sau directoare, care pot avea orice formă plană sau spațială, se pot obține pe cale cinematică, prin combinări a două, respectiv trei mișcări elementare de rotație sau translație.

Curbele spațiale pot fi exprimate analitic în diferite sisteme de coordonate conform tabelului 1.

Manuscris predat redacției la data de 19 ianuarie 1978.
* Asistent ing.; Asistent ing., Catedra Mașini-unelte și scule.

Tabelul 1

Nr. crt.	Sistemul de coordonate	Reprezentare grafică	Ecuațiile curbei	Condiții cinematice de realizare a curbei
1	trei translații (cartezian)		$X = X(u)$ $Y = Y(u)$ $Z = Z(u)$	$\frac{dX}{du} = \frac{dY}{du} = \frac{dZ}{du}$ $V_x \quad V_y \quad V_z$
2	două translații și o rotație (cilindric)		$R = R(u)$ $Z = Z(u)$ $\Phi = \Phi(u)$	$\frac{dR}{du} = \frac{dZ}{du} = \frac{d\Phi}{du}$ $V_R \quad V_z \quad \omega_\Phi$
3	două rotații și o translație		$R = R(u)$ $\Phi = \Phi(u)$ $\theta = \theta(u)$	$\frac{dR}{du} = \frac{d\Phi}{du} = \frac{d\theta}{du}$ $V_R \quad \omega_\Phi \quad \omega_\theta$
4	trei rotații		$\Phi = \Phi(u)$ $\theta = \theta(u)$ $\psi = \psi(u)$	$\frac{d\Phi}{du} = \frac{d\theta}{du} = \frac{d\psi}{du}$ $\omega_\Phi \quad \omega_\theta \quad \omega_\psi$

Calitatea suprafeței, factor de influență a structurii mașinii-unelte

Condițiile concrete de realizare pe cale cinematică a curbelor generatoare și directoare, precum și condițiile în care se face deplasarea generatoarei de-a lungul directoarei, duc la obținerea unor curbe care se deosebesc de cele teoretice. Diferența dintre curbele reale care dau naștere

suprafețelor piesei și curbele teoretice, reprezintă înălțimea maximă teoretică a neregularităților, R_{max}, unul din factorii care determină calitatea suprafeței.

Rugozitatea R_{max} depinde de raportul în care se află parametrii cinematici ai mișcărilor elementare ce participă la generarea suprafeței în cauză. Parametrii cinematici la care ne referim, reprezintă de fapt mărimile de ieșire ale lanțurilor cinematice generatoare ale mașinii-unelte.

A condiționa valoarea rugozității R_{max}, înseamnă de fapt a condiționa mărimile de ieșire ale lanțurilor cinematice generatoare.

Bucla cinematică

Din analiza condițiilor de satisfacere a cerințelor legate de realizarea formei și a calității suprafeței unei piese prelucrate prin așchiere, rezultă că impunerea unei anumite condiții acestei suprafețe, duce la necesitatea corelării parametrilor cinematici ai mișcărilor elementare ce participă la generarea ei.

Corelarea valorilor a doi parametri cinematici impune crearea unei legături între acești doi parametri. La mașinile-unelte, această legătură se realizează printr-o *buclă cinematică.*

Bucla cinematică reprezintă un circuit cinematic care se închide prin elementele mobile ai căror parametri cinematici trebuie corelați. Datorită condiționării acestor parametri cinematici, ei se comportă ca aparținînd unui mecanism fictiv la care unul dintre parametri reprezintă mărimea de intrare, iar celălalt, mărimea de ieșire. În aceste condiții funcția de corelare a parametrilor cinematici se identifică cu funcția de transfer a mecanismului fictiv și ca urmare, fiecărei bucle cinematice îi va fi propriu un anumit mecanism fictiv.

Analiza cinematică a buclei cinematice impune stabilirea unui sens al fluxului de mișcare în buclă.

Bucla cinematică se prezintă sub două forme tipul ei fiind definit de modul în care este satisfăcută funcția de transfer a mecanismului fictiv ce închide bucla.

Astfel:

a) dacă funcția de transfer a mecanismului fictiv de închidere a buclei cinematice trebuie satisfăcută în mod necondiționat, bucla este de tip *lanț cinematic închis rigid*;

b) dacă funcția de transfer a mecanismului fictiv de închidere a buclei cinematice trebuie satisfăcută în mod condiționat, bucla este de tip *lanț cinematic închis elastic.*

La un lanț cinematic închis rigid, funcția de transfer a mecanismului fictiv se prezintă, în cazul cel mai general, sub forma:

$$i_w = f_1(t, p_1, p_2, \ldots, p_n), \tag{1}$$

funcția f_1 fiind dependentă de timp și de parametrii $p_1, p_2, \ldots, p_n$ care definesc o anumită prelucrare.

Lanţul cinematic închis rigid se poate prezenta în cazuri particulare sub diferite forme :

— în cazul generării unei suprafeţe la care una din curbele de generare se obţine prin copiere, funcţia de transfer a mecanismului fictiv este de tipul :

$$i_w = f_{11}[a(t)\,;\, b(t)\,;\, c(t)] \quad (2)$$

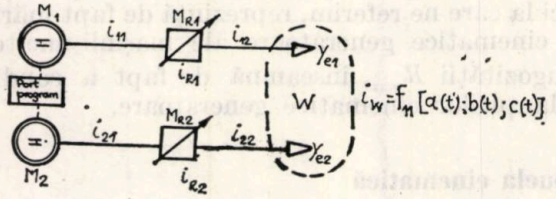


Fig. 1

Reprezentarea structurală a acestui tip de lanţ cinematic închis rigid este prezentată în figura 1.

— în cazul realizării pe cale cinematică a directoarelor elicoidale, a directoarelor folosite la detalonare, precum şi în cazul realizării pe cale cinematică prin rulare a curbelor de generare, adică la lanţurile cinematice de filetare, de detalonare şi de rulare, funcţia de transfer a mecanismului fictiv este de tipul :

$$i_w = f_{12}(p_1, p_2, \ldots, p_n), \quad (3)$$

fiind independentă de timp. În figura 2 este reprezentat acest caz particular de lanţ cinematic închis rigid.

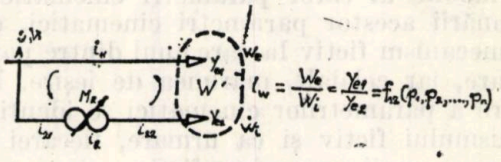


Fig. 2

— La un lanţ cinematic închis elastic, funcţia de transfer a mecanismului fictiv se prezintă în cazul cel mai general sub forma :

$$i_w \geqslant f_2(t, p_1, p_2, \ldots, p_n, R), \quad (4)$$

unde R este un parametru ce defineşte criteriul ce impune dependenţa parametrilor cinematici corelaţi cu ajutorul buclei.

În majoritatea cazurilor particulare relaţia (4) este independentă de timp. Reprezentarea structurală a unui lanţ cinematic închis elastic la care i_w nu depinde de timp este prezentată în figura 3.

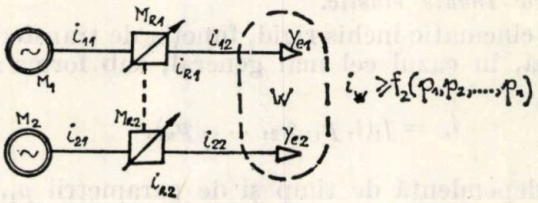


Fig. 3

Analiza cinematică a unui lanț cinematic închis elastic

Considerăm cazul danturării prin mortezare cu cuțit pieptene. Această prelucrare poate fi efectuată pe o mașină de mortezat dantura cu cuțit pieptene, de tip MAAG, a cărei schemă cinematică structurală este prezentată în figura 4. Generatoarea evolventică a flancului dintelui se obține la mașina MAAG prin rulare cu dreaptă fixă, profilul dintelui rezultînd ca înfășurătoare a pozițiilor succesive ale muchiei aschietoare a cuțitului pieptene în raport cu piesa.

În aceste condiții profilul real va prezenta abateri față de profilul teoretic evolventic, abateri ce dau naștere asperităților suprafeței flancului dintelui.

Înălțimea asperităților variază de-a lungul profilului evolventic al dintelui, crescînd de la picior spre vîrful dintelui și se poate determina cu ajutorul formulei [7]:

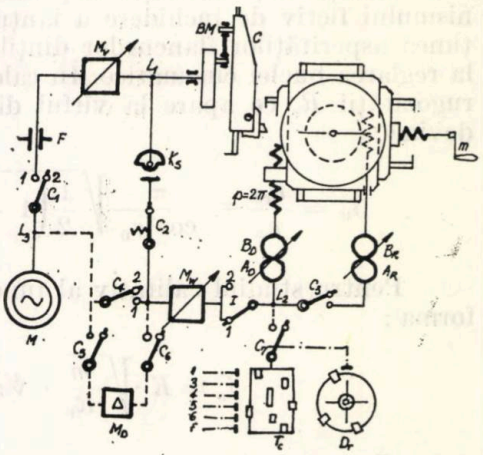


Fig. 4

$$R = \frac{1 - \cos\frac{\varphi_K}{2}}{\cos\frac{\varphi_K}{2}} \cdot R_b \operatorname{tg}\alpha_K - \frac{1}{2} \cdot \frac{\varphi_K - 2\sin\frac{\varphi_K}{2}}{\operatorname{tg}\alpha_K \cdot \operatorname{tg}\frac{\varphi_K}{2}} \tag{5}$$

unde:

$$\varphi_K = \frac{2\pi}{\frac{n_{cd}}{n_p} \cdot \cos^2\alpha_0} \tag{6}$$

iar:

n_x — numărul de curse duble ale sculei pe minut;
n_p — numărul de rotații ale piesei pe minut;
α_0 — unghiul de angrenare;
α_k — unghiul dintre raza vectoare a unui punct curent K de pe evolventă și raza punctului de tangență a normalei în punctul K la evolventă, cu cercul de bază.

Dezvoltînd în serie funcțiile trigonometrice $\sin\frac{\varphi_K}{2}$ și $\cos\frac{\varphi_K}{2}$ și neglijînd termenii de ordin superior obținem pentru relația (5) expresia:

$$R = \frac{\varphi_K^2}{8 - \varphi_K^2} \cdot R_b \cdot \operatorname{tg}\alpha_K \tag{7}$$

Înlocuind relaţia (6) în expresia (7) se obţine :

$$\frac{n_{cd}}{n_p} = \frac{\pi}{\cos^2 \alpha_0} \sqrt{\frac{1}{2}\left(1 + \frac{R_b \cdot \operatorname{tg} \alpha_K}{R}\right)} \tag{8}$$

Relaţia (8) stabileşte dependenţa raportului de transfer al mecanismului fictiv de închidere a lanţului cinematic închis elastic, de înălţimea asperităţilor flancurilor dinţilor pentru o dantură dată şi serveşte la reglarea buclei cinematice. În calculul de reglare se consideră valoarea rugozităţii R_v ce apare la vîrful dintelui. În aceste condiţii relaţia (8) devine :

$$i_w = \frac{n_{cd}}{n_p} = \frac{\pi}{\cos^2 \alpha_0} \sqrt{\frac{1}{2}\left(1 + \frac{m\sqrt{z^2 \sin^2 \alpha_0 + 4z + 4}}{2 R_v}\right)} \tag{9}$$

Pentru studiul calitativ al funcţiei i_w, relaţia (9) se poate scrie sub forma :

$$i_w = K \cdot \sqrt{\frac{m}{R_v}} \cdot \sqrt[4]{z^2 \sin^2 \alpha_0 + 4z + 4} \tag{10}$$

unde K este o constantă.

Raportul de transfer al buclei cinematice este dat de expresia :

$$i_{BC} = \frac{1}{i_w} = \frac{n_p}{n_{cd}} \tag{11}$$

Capacitatea de reglare a buclei cinematice este :

$$C_{R_{BC}} = \frac{i_{BC\max}}{i_{BC\min}} = \frac{\dfrac{1}{i_{W\min}}}{\dfrac{1}{i_{W\max}}} = \frac{i_{W\max}}{i_{W\min}} = C_{R_W} \tag{12}$$

dar :

$$i_{W\max} = K \sqrt{\frac{m_{\max}}{R_{V\min}}} \cdot \sqrt[4]{Z^2_{\max} \cdot \sin^2 \alpha_0 + 4Z_{\max} + 4} \tag{13}$$

iar :

$$i_{W\min} = K \sqrt{\frac{m_{\min}}{R_{V\max}}} \cdot \sqrt[4]{Z^2_{\min} \cdot \sin^2 \alpha_0 + 4Z_{\min} + 4} \tag{14}$$

Înlocuind expresiile (13) şi (14) în relaţia (12) se obţine :

$$C_{R_{BC}} = \sqrt{\frac{m_{\max}}{m_{\min}}} \sqrt{\frac{R_{V\max}}{R_{V\min}}} \sqrt[4]{\frac{z^2_{\max} \cdot \sin^2 \alpha_0 + 4Z_{\max} + 4}{Z^2_{\min} \cdot \sin^2 \alpha_0 + 4Z_{\min} + 4}} \tag{15}$$

care se mai poate scrie sub forma :

$$C_{RBC} = \sqrt{R_m} \cdot \sqrt{R_V} \cdot \sqrt[4]{R_{F(z)}} \qquad (16)$$

unde $F(z) = Z^2 \sin^2 \alpha_0 + 4Z + 4$.

Relația (16) demonstrează că mecanismul de reglare a lanțului cinematic închis elastic analizat, trebuie să satisfacă rapoartele de variație a celor trei parametri care definesc procesul de prelucrare. Această sarcină revine în cazul mașinii MAAG de mortezat dantură cu cuțit pieptene, mecanismului M_w (fig. 4).

Concluzii

Lucrarea arată că prelucrarea prin așchiere a unei piese, reclamă o multitudine de dependențe între factorii care definesc funcționalitatea piesei, (formă, dimensiuni, material de execuție, calitatea suprafeței) cu toate implicațiile legate atît de generarea suprafețelor cît și de parametrii specifici procedeului de așchiere ales.

Satisfacerea dependențelor mai sus amintite cît și a celor impuse de considerații economice se pot realiza numai cu ajutorul buclelor cinematice. Avînd în vedere această realitate obiectivă care impune considerarea cinematicii unei mașini-unelte ca fiind subordonată cerințelor funcționale ale piesei ce urmează a fi prelucrată, rezultă că nu poate exista generare în afara unei bucle cinematice, deoarece o generare presupune corelarea a minimum doi parametri.

Plecînd de la această constatare rezultă că lanțurile cinematice așa zise independente cum ar fi lanțul cinematic principal sau lanțul cinematic de avans sînt de fapt porțiuni ale unei bucle cinematice.

Astfel de lanțuri cinematice par a fi independente deoarece în majoritatea cazurilor legătura ce le constituie în buclă este atît de elastică încît se pierde din vedere.

Aceste observații fac necesară reconsiderarea principiilor folosite pînă acum în stabilirea structurii cinematice a unei mașini-unelte.

Teoria dezvoltată permite structurarea cinematicii unei mașini-unelte plecînd de la considerații riguros științifice. Astfel în exemplul prezentat în lucrare se arată cum poate fi determinată capacitatea de reglare a variatorului M_w (v. fig. 4) al unei mașini de danturat de tip MAAG plecînd de la cerința de a obține profiluri evolventice cît mai corecte la dantura prelucrată.

Cunoașterea expresiei capacității de reglare a unui variator permite proiectantului să structureze și să dimensioneze optim variatorul respectiv. Pînă în prezent capacitatea de reglare a unui variator se determina prin metode mai mult sau mai puțin empirice.

Ceea ce trebuie remarcat este faptul că aplicînd teoria prezentată se pot determina pentru un anumit tip de mașină-unealtă diverse structuri cinematice în funcție de criteriul pe care trebuie să-l satisfacă procesul de prelucrare pe mașina respectivă. În exemplul dat criteriul era de calitate, dar el poate fi tot atît de bine de precizie, de productivitate etc.

Lucrarea de faţă a analizat numai situaţia dependenţei a doi parametri. Modul cum trebuie structurată şi analizată o maşină-unealtă la care, între parametrii cinematici ai organelor mobile ale acestei maşini se impun dependenţe multiple este arătat în lucrarea [6].

BIBLIOGRAFIE

1 *Botez, E.* Bazele generării suprafeţelor pe maşini-unelte. Editura tehnică, Bucureşti, 1966.
2 *Botez, E.* Maşini-unelte, vol. I, Cinematica, Editura tehnică, Bucureşti, 1969.
3 *Botez, E.* Maşini-unelte, vol. II, Automatica, Editura tehnică, Bucureşti, 1972.
4 *Pană, C. Ghionea, A.* Calitatea suprafeţei şi structura cinematică a maşinilor de frezat. Sesiunea ştiinţifică jubiliară a cadrelor didactice, Universitatea Braşov, 15—17 febr. 1974.
5 *Pană, C. Szel, P.* Tipizarea maşinilor de frezat şuruburi conducătoare. A V-a Consfătuire tehnico-ştiinţifică privind tipizarea în construcţia de maşini. Braşov, 15—17 iulie 1976.
6 *Pană, C. Maşala, I.* Asocierea buclelor cinematice, bucla multiplă. A II-a Conferinţă naţională de maşini-unelte, Bucureşti, dec. 1976.
7 *Sauer, L. Horovitz, B.* ş.a. Angrenaje, vol. I, Editura tehnică, Bucureşti, 1970.

Beitrege an der Theorie der Kynematischen Ketten.

Im Auftrag werden die Begriffen „KYNEMATISCHE LOCKE", „ELASTISCH GESCHLOSSENE KYNEMATISCHE KETTE" und „STEIF GESCHLOSSENE KYNEMATISCHE KETTE" eingefürt Die Einfürung dieser Begriffen wurde als Notwendigcheit des Schöpfung einer komplexerer Untersuchungsinstrument der kynematische Struktur der Werkzeugmaschinen.

BULETINUL INSTITUTULUI POLITEHNIC „GHEORGHE GHEORGHIU-DEJ"
BUCUREȘTI
SERIA MECANICĂ
Tomul XL — 1978, Numărul 4

CUPRINSUL SERIEI MECANICĂ PE ANUL 1978

ȘTIINȚE SOCIALE

Gh. Mașala. Consideraţii cu privire la eficienţa activităţii de transport pe calea ferată. Nr. 1 pag. 3—8.
C. Rebuşapcă, R. Constantin. Factorii de formare şi modernizare a structurii economiei naţionale. Nr. 2 pag. 3—10.

MATEMATICA

I. Gh. Sabac, C. Stănăşilă, O. Stănăşilă. O modelare matematică a transferului convectiv de căldură cu alternanţă. Nr. 1 pag. 9—18.
Gh. Mocică. Asupra conexiunilor afine aproape de contact în congruente ortogonale. Nr. 2 pag. 11—18.
D. Filipescu. Une valeur moyenne pour l'integrale de la courbure moyenne Nr. 3 pag. 3—4
C. Radu. Curgerea materialelor polimere într-un canal cilindric de secţiune necirculară. Nr. 3 pag. 5—12
Elena Tănăsescu, Al. Dănescu, Şt. Petrescu. Studiul asupra defocalizării oglinzii cilindroparabolice. Nr. 4 pag. 3—8

MECANICA

R. Voinea, Mariana Frăţilă. Aspecte privind vibraţiile automobilelor cu diferite tipuri de suspensii. Nr. 3 pag. 13—28
R. Voinea, Mariana Frăţilă. Contribuţii la studiul vibraţiilor aleatoare ale automobilelor. Nr. 4pag. 11—18

MECANICĂ FINĂ

Tr. Demian, D. Tudor. Sur le raport entre les hipothèses de calcul et ler valeurs determinées par voie expérimentale pour le moment de frottement et l'usure des paliers sphérique avec coussinettes de pierre. Nr. 1 pag. 19—28.
Tr. Demian, N. Alexandrescu. Fiabilitatea elementelor logice din sistemul SEFRO. Nr. 4 pag. 21—26

MOTOARE CU ARDERE INTERNĂ

N. Apostolescu, D. Sfinţeanu. Analiza erorilor la măsurarea prin termocupluri a temperaturilor cilindrului unui motor răcit cu aer. Nr. 1 pag. 29—34.
D. Taraza, A. Belei, S. Minculescu. Posibilităţi de determinare a legii de degajare a căldurii într-un motor cu camera de ardere divizată. Nr. 1, pag. 33—46.
B. Grünwald, G. Tudose. Contributions a l'établissement des régimes nominaux des moteurs d'une famille à course de piston variablei Nr. 2 pag. 19—30.
D. Taraza, A. Belei, S. Minculescu. Posibilităţi de determinare a legii de degajare a căldurii într-un motor cu camera de ardere divizată. Nr. 2 pag. 31—40.
B. Grünwald, M. Vioreanu, Mihaela Boncoi-Vioreanu. Cercetări privind procesul de admisie la motoarele de autovehicule în patru timpi. Nr. 3 pag. 29—36
Gh. Borilă. Metode de calcul al penetraţiei jeturilor de combustibil şi al duratei de întîrziere la aprindere cu utilizarea calculatoarelor numerice Nr. 3 pag. 37—48
B. Grünwald. Unele probleme ale proiectării de concepţie a motoarelor diesel Nr. 4 pag. 27—42
D. Taraza. Mathematical Possibilities to Express Droplet-size Distributions Along a Liquid Spray. Nr. 4 pag. 43—54

ORGANE DE MAŞINI

M. Dumbravă. Studiul curgerii între pereţi plani cu alimentare sub presiune Nr. 2 pag. 41—50.
Elena Miriţă, C. Sandu. Sistematizarea şi algoritmarea proiectării calitative a unui sistem de acţionare. Alegerea sistemului de acţionare. Nr. 3 pag. 55—62
M. Dumbravă. Asupra posibilităţilor aplicării grafurilor de fluenţă în studiul lagărelor hidrostatice. Nr. 3 pag. 63—70
M. Raşeev. Relaţia de calcul al suprafeţei active a flancurilor dinţilor evolventici ai unei roţi dinţate cilindrice. Nr. 4 pag. 55—60

TERMOTEHNICA

Al. Dănescu, Şt. Petrescu, S. Dimitriu, T. Brusalis. Probleme actuale privind utilizarea energiei electrice solare în instalaţiile termoenergetice Nr. 3 pag. 49—54

UTILAJ CHIMIC

I. Iatan, M. Renert. Calculul şi construcţia flanşelor cu nervuri. Nr. 2 pag. 51—60.

MECANICĂ AGRICOLĂ

V. Buzilă, I. Nicolescu. Rezultate experimentale asupra studiului proceselor legate de deschiderea brazdelor de udare în vederea măririi randamentului aplicării irigaţiei prin scurgere la suprafaţă. Nr. 1 pag. 47—54.

AVIAŢIE

C. Berbente. A Nonuniform Supersonic Flow Past the Circular Cone. Nr. 2 pag. 61—70.
H. Ashley, A. Petre. Fluturarea de încovoiere — răsucire la aripi drepte Nr. 4 pag. 61—74

REZISTENŢA MATERIALELOR

C. Atanasiu. Contribuţii la studiul eforturilor şi deplasărilor în plăcile perforate. Nr. 1 pag. 55—64.
Lucia Fetcu, I. Constantinescu. Efectele modificării distribuţiei sarcinilor la grinda rezemată pe mediu elastic. Nr. 2 pag. 71—76.
Lucia Fetcu, I. Constantinescu. Calculul la încovoiere al grinzilor continui pe reazeme elastice lungi. Nr. 4 pag. 75—84

TEHNOLOGIA CONSTRUCŢIEI DE MAŞINI

Gh. Bădescu, C. Militaru. Mijloace noi pentru controlul alezajelor conice. Nr. 2 pag. 77—86.
V. Tache, C. Neagu. Influenţa erorilor de reglare şi a jocurilor din sistemul tehnologic asupra preciziei de prelucrare a pieselor sferice, obţinute prin strunjire, după metoda generării cinematice. Nr. 3 pag. 71—78
A. Vlase. Determinarea regimurilor de aşchiere la frezarea oţelului inoxidabil 22VNbMoC110 cu freză cilindro-frontală. Nr. 4 pag. 83—88
V. Tache, C. Neagu. Cu privire la clasificarea dispozitivelor de lucru pentru maşini unelte. Nr. 4 pag. 89—92

MAŞINI-UNELTE ŞI SCULE

A. Oprean, Al. Dorin. Prognoza caracteristicilor de fiabilitate ale maşinilor-unelte. Nr. 1 pag. 65—74. 89—92
Fl. Ionescu. Pierderi de natură statică în transmisiile hidrostatice Nr. 1 pag. 75—84.
I. Gheghea, A. Ghionea. Contribuţii la studiul comportării dinamice a arborilor principali ai maşinilor-unelte. Nr. 2 pag. 87—94.
E. Botez, A. Ghionea. Generarea danturii curbe polihipocicloidale pe strecurătoare. Nr. 3 pag
V. Tabără, I. Maşala. Calculul duratei efective a procesului de aşchiere în cazul strunjirii plane pe strungul carusel. Nr. 3 pag.
Th. Borangiu. Consideraţii privind sistemul dinamic maşină-unealtă ca obiect al reglării adaptive. Nr. 3 pag. 95—102
I. Gheghea. A. Ghionea. Influenţa distanţei între lagăre a amplitudinii şi poziţiei forţei de antrenare asupra comportării dinamice a arborelui principal. Nr. 4 pag. 93—100
C. Pană, I. Maşala. Contribuţii la teoria lanţurilor cinematice. Nr. 4. pag. 101—108

TEHNOLOGIA MATERIALELOR

D. Drimer, Gh. Amza. Cercetări privind influenţa ultrasunetelor asupra calităţii suprafeţelor pieselor din OLC—45 prelucrate prin deformare plastică în cîmp ultrasonor. Nr. 1 pag. 85—94.
N. Atanasiu, C. Teodosiu. Cercetări privind comportarea la deformare plastică la rece a aliajelor de aluminiu. Nr. 2 pag. 95—104.

ENERGETICĂ

V. Nistreanu, V. L. Gruia. Mişcarea permanentă neuniformă a doi curenţi de densitate în canal trapezoidal. Nr. 1 pag. 95—102.

Gh. Băran. Sur l'erosion due a la cavitations en aval d'un cylindre circulaire. Nr. 2 pag. 105—110.
Julieta Florea, D. Robescu, T. Petrovici. Aspecte ale proprietăţilor hidrodinamice a aeratoarelor mecanice de suprafaţă cu rotor şi ax vertical. Nr. 3 pag. 103—109

TRANSPORTURI

A. Stoicescu. Asupra metodei centrului de tangaj utilizată la studiul mişcării automobilului. Nr. 1 pag. 103—108.

INDEX ALFABETIC PE AUTORI

Alexandrescu N. *4*, pag. 21—27
Amza Gh. *1*, pag. 85—94
Apostolescu N. *1*, pag. 29—34
Ashley H. *4*, pag. 61—74
Atanasiu C., *1*, pag. 55—64
Atanasiu N. *2*, pag. 95—104
Bădescu Gh. *2*, pag. 77—86
Băran Gh. *2*, pag. 105—110
Belei A. *1*, pag. 35—46; *2*, pag. 31—40
Berbente C. *2*, pag. 61—70.
Boncoi-Vioreanu Mihaela 3, pag. 29—36
Borangiu Th. *3*, pag. 95—102
Borilă Gh. *3*, pag. 37—48
Botez E *3*, pag. 79—88
Brusalis T. *3*, pag. 49—54
Buzilă V. *1*, pag. 47—54;
Constantin R. *2*, pag. 3—10
Constantinescu I. *2*, pag. 71—76; 4, pag. 75—82
Dănescu Al. *3*, pag. 49—54; *4*, pag. 3—10
Demian Tr. *1*, pag. 19—28; *4*, pag. 21—27
Dimitriu S. *3*, pag. 49—54
Dorin Al. *1*, pag. 65—74
Drimer D. *1*, pag. 85—94
Dumbravă M. *2*, pag. 41—50; *3*, pag. 63—70
Fetcu Lucia *2*, pag. 71—76; *4* pag. 75—82
Filipescu D. *3* pag. 3—4
Florea Julieta *3*, pag. 103—109
Frăţilă Mariana *3*, pag. 13—28; *4*, pag. 11—20
Gheghea I. *2*, pag. 87—94; *4*. pag. 93—100
Ghionea A. *2*, pag. 87—94; *3*, pag. 79—88; *4*, pag. 93—100
Gruia V. L. *1*, pag. 95—102
Grünwald B. *2*, pag. 19—30; *3*, pag. 29—36; *4*, pag. 27—42
Iatan I. *2*, pag. 51—60
Ionescu Fl. *1*, pag. 75—84
Maşala Gh. *1*, pag. 3—8
Maşala I. *3*, pag. 89—94; *4*, pag. 101—108
Militaru C. *2*, pag. 77—86
Minculescu S. *1*, pag. 35—46; *2*, pag. 31—40
Miriţă Elena *3*, pag 55—62.
Mocică Gh. *2*, pag. 11—18
Neagu C. 3, pag. 71—78; *4*, pag. 89—92
Nicolescu I. *1*, pag. 47—54
Nistreanu V. *1*, pag. 47—54
Oprean A. *1*, pag. 65—74
Pană C. *4*, pag. 101—108
Petre A. *4*, pag. 61—74
Petrescu St. *3*. pag. 49—54; *4*, pag. 3—10
Petrovici T. *3*, pag. 103—109
Radu C. *3*, pag. 5—12
Raşeev M. *4*, pag. 55—60
Rebuşapcă D. *2*, pag. 3—10

Renert M. *2*, pag. 51—60
Robescu D. *3*, pag. 103—109
Sandu C. *3*, pag. 55—62
Sfinţeanu D. *1*, pag. 29—34
Stănăşilă C. *1*, pag. 9—18.
Stănăşilă O. *1*, pag. 9—18
Stoicescu A. *1*, pag. 103—108
Şabac Gh. I. *1*, 9—18
Tabără V. *3*, pag. 89—94
Tache V. *3*, pag. 71—78; *4*, pag, 89—92
Tănăsescu Elena *4*, pag. 3—10
Taraza D. *1*, pag. 35—46; *2*, pag. 31—40; *4*, pag. 43—54
Teodosiu C. *2*, pag. 95—104
Tudor D. *1*, pag. 19—28
Tudose Gh. *2*, pag. 19—30
Vioreanu M. *3*, pag. 29—36
Vlase A. *4*, pag. 81—86
Voinea R. *3*, pag. 13—28; *4*, pag. 11—20

TEZELE DE DOCTORAT SUSŢINUTE ÎN ANUL 1978

A. Vlase — Contribuţii privind studiul prelucrabilităţii prin aşchiere a oţelurilor inoxidabile de producţie indigenă (17 XII 77)
C. Neagu — Cercetări teoretice şi experimentale privind procedeele tehnologice de prelucrare a suprafeţelor de rotaţie (17 XII 77)
C. Neaga — Contribuţii la studiul recirculării gazelor de ardere la cazanele de abur funcţionînd cu cărbune pulverizat (22 XII 77)
Nahhas Ahmand — Contribuţii la analiza instalaţiilor de turbine cu gaze pentru termoficare (4 I 78)
E. Sandru — Contribuţii privind studiul transferului de căldură la vaporizarea agenţilor frigorifici în curgere prin tuburi orizontale (12.I.78)
C. Stănăşilă — Transfer de căldură prin intermediul corpurilor mici (3.II.78.)
T. Canţă — Studii teoretico-experimentale privind folosirea jetului cu plasmă la recondiţionarea arborilor cotiţi la autovehicule (5.V.78.)
N. U. Spineanu — Comportarea dinamică a sistemelor mecanice de măsurare comparatoare şi influenţa ei asupra principalelor caracteristici metrologice (5.V.78.)
N. Manafi — Contribuţii la analiza dinamică a mecanismelor plane (25.V.78)
T. Aurite — Contribuţii la îmbunătăţirea preciziei detalonării radiale (23.VI.78)
N. Stere — Contribuţii privind influenţa nitrurării asupra capacităţii portante la pitting a angrenajelor cilindrice, metalice cu dinţi drepţi (30.VI.78).
V. Buzilă — Contribuţii la studiul organelor de modelarea solului în vederea aplicării irigaţiilor prin scurgere la suprafaţă 27.VII.78.)
O. Mălăncioiu — Contribuţii privind modelarea proceselor de transmiterea căldurii în construcţia de maşini (8.IX.78).
P. Gladcov — Contribuţii privind studiul capacităţii de aşchiere a cuţitelor armate cu plăcuţe din carburi metalice româneşti la strunjirea fontelor (6X8)
C. Gheorghe — Contribuţii la studiul solicitărilor tranzitorii a aripilor maşinilor aeriene datorate forţelor sub formă de impulsuri aplicate local, în prezenţa sarcinilor externe dependente de mişcare (10 XI 78)
I. Barbos — Contribuţii la automatizarea locomotivei şi îmbunătăţirea siguranţei circulaţiei(1 XII 78)
Gh. Panait — Contribuţii la studiul echilibrajul cu masă variabilă(8 XII 78)
Gh. Murg — Contribuţii la îmbunătăţirea comportării dinamice a rotorilor pe lagăre cu aer(15 XII 78)
Al. G. Eugeniu — Contribuţii la studiul vibraţiilor suprafeţelor portante ale avioanelor cu plăci de grosime variată (15XII78)

I. P. Informaţia c. 669

40480

BULETINUL INSTITUTULUI POLITEHNIC „GHEORGHE GHEORGHIU-DEJ" BUCUREŞTI SERIA MECANICĂ

apare trimestrial, în continuarea vechilor periodice ştiinţifice : „Bulletin de Mathématiques et de Physique pures et appliquées", „Buletinul Politehnicei din Bucureşti" şi „Buletinul Institutului politehnic «Gh. Gheorghiu-Dej» Bucureşti".

Organizat pe baze noi, el reflectă în primul rînd activitatea ştiinţifică a corpului didactic din institut. În limita spaţiului disponibil, se pot publica şi lucrări ştiinţifice ale colaboratorilor din afara institutului.

Corespondenţa privind articolele, schimburile de publicaţii şi abonamentele se fac pe adresa institutului.

BULETINUL INSTITUTULUI POLITEHNIC „GHEORGHE GHEORGHIU-DEJ" BUCUREŞTI РАЗДЕЛ МЕХАНИКИ

выходит четыре раза в год, являясь продолжением прежных научных периодических журналов,,, Bulletin de Mathématiques et de Physique pures et appliquées'', ,,Buletinul Politehnicei din Bucureşti'' и ,,Buletinul Institutului politehnic ,,Gheorghe Gheorghiu—Dej'' Bucureşti

Составленный на новых основах, он отражает в первую очеред научную деятельность преподавательского состава Бухарестского политехнического института. В пределахво вможностей будут публиковаться и научно-исследовательские работы специалистов извне.

Переписка, обмен периодическими изданиями и подписка пеоизводятся по адресу института

BULETINUL INSTITUTULUI POLITEHNIC „GHEORGHE GHEORGHIU-DEJ" BUCUREŞTI SERIES OF MECHANICS

The Bulletin is issued quarterly, continuing the old scientific periodicals : „Bulletin de Mathématiques et de Physique pures et appliquées", „Buletinul Politehnicei din Bucureşti" and Buletinul Institutului politehnic „Gheorghe Gheorghiu-Dej" Bucureşti.

Organized on a new basis, it primarily reflects the scientific activity of the academic staff from Institute. Researchers from ontside the institute can also publish their papers within the available space.

The correspondance regarding the articles, change of publications and subscriptions are sent to the folwing address

BULETINUL INSTITUTULUI POLITEHNIC „GHEORGHE GHEORGHIU-DEJ" BUCUREŞTI SÉRIE MECANIQUE

paraît tous les trois mois, continuant les anciens periodiques scientifiques : „Bulletin de Mathématiques et de Physique pures et appliquées", „Buletinul Politehnicei din Bucureşti" et Buletinul Institutului politehnic „Gheorghe Gheorghiu-Dej" Bucureşti.

Organisé sur de nouveaux principes il reflète tout d'abord l'activité scientifique du corps enseignant de l'Institut. Dans la limite de l'espace disponible on peut y publier aussi les travaux scientifiques des collaborateurs de l'extérieur.

L'adresse pour la correspondance concernant les articles, les echanges de publications et les abonnamants est :

Adresa :

INSTITUTUL POLITEHNIC „GHEORGHE GHEORGHIU-DEJ" BUCUREŞTI ROMÂNIA
Splaiul Independenţei nr. 313
Căsuţa Poştală nr. 2356
(pentru Buletinul Institutului)
Seria Mecanică

1979 MAR 16

Lei 20